



Universidad  
Carlos III de Madrid  
[www.uc3m.es](http://www.uc3m.es)

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Curso 2014-2015

*Trabajo Fin de Grado*

# “Efecto del nivel de condensado en feedwater heaters”

---

Marcos González Pariente

Tutor

Domingo Santana Santana

Leganés, Octubre 2015

## RESUMEN

Los feedwater heaters son un tipo especial de intercambiadores de calor empleados en centrales térmicas de generación eléctrica para implementar el ciclo Rankine con regeneración. Ésta aumenta el rendimiento de la planta, disminuyendo así sus costes. Por ello, el adecuado funcionamiento de los feedwater heaters tiene un notable impacto en la rentabilidad económica de la central.

En este trabajo se han descrito las variedades existentes de estos equipos, su funcionamiento y los principales elementos que componen el tipo más frecuente: el feedwater heater cerrado. Asimismo se han tratado las principales variables indicadoras de las condiciones de operación, abordando una con mayor profundidad: el nivel del condensado acumulado en la carcasa.

Se han detallado las consecuencias de un nivel inadecuado de líquido, tanto en situaciones en que sea excesivo como en las que sea insuficiente. Se han descrito los principales sistemas de control de nivel y sus fallos más frecuentes. Todo esto dando cuenta de las recomendaciones de los estándares publicados por la industria.

Igualmente se tratan en detalle dos métodos para el cálculo de los feedwater heaters, uno convencional y otro creado por Jian-qun Xu junto a otros investigadores. Este último método cuenta con dos modalidades, una para predecir el comportamiento feedwater heater con nivel normal y otra en caso de ser insuficiente. Ambas son implementadas en Matlab y se presentan sus resultados.

## **ABSTRACT**

Feedwater heaters are a special type of heat exchangers. They are used in thermal power plants for implementing the regenerative Rankine cycle, in order to increase thermal efficiency and reduce costs. Therefore, the appropriate operation of feedwater heaters has a considerable impact on the plant profitability.

In this thesis, the different existing classes of these devices, their operation and the main components are described. Additionally, the main operation variables and indicators have been addressed, emphasizing the water level.

The consequences of an inadequate level have been explained in detail, from excessive levels to an insufficient ones. The most extended level control systems and their usual errors have been described as well. Published industry standards have been taken into account in each of the issues.

Two calculation methods for closed feedwater heaters have been explained, one of them is conventional and the other one has been created by Jian-qun Xu and his team. Xu's method has two sorts: the first one is suitable for normal level operation and the other one for low level operation. Both have been implemented in Matlab® code and the results have been discussed.

# ÍNDICE

Índice de figuras.....	i
Nomenclatura .....	iii
1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Motivación y objetivos.....	1
1.2 Metodología .....	1
1.3 El ciclo Rankine .....	2
1.3.1 Mejoras del rendimiento .....	4
1.4 Intercambiadores de calor .....	9
1.4.1 Clasificación de los intercambiadores de calor .....	9
1.4.2 Método de cálculo de intercambiadores de calor .....	14
2. FEEDWATER HEATERS.....	24
2.1 Clasificación .....	24
2.1.1 Según el contacto entre las corrientes .....	24
2.1.2 Según la orientación .....	24
2.1.3 Según el nivel de presión .....	25
2.1.4 Según el número de zonas .....	25
2.2 Componentes .....	26
2.3 Operación en condiciones normales .....	29
2.3.1 Proceso en la zona de desrecalentamiento .....	30
2.3.2 Proceso en la zona de condensación.....	31
2.3.3 Proceso en la zona de subenfriamiento .....	32
2.4 Dos indicadores de las condiciones del proceso: DCA y TTD.....	33
2.4.1 DCA .....	33
2.4.2 TTD.....	33
2.5 Cálculo convencional de un FWH .....	34
2.6 Modelo propuesto por Jian-qun Xu et al. para condiciones normales .....	37
2.6.1 Zona de subenfriamiento.....	39

2.6.2	Zona de condensación .....	42
2.6.3	Zona de desrecalentamiento .....	42
2.6.4	Cálculo con Matlab para nivel normal .....	43
3.	OPERACIÓN CON BAJO NIVEL DE CONDENSADO .....	47
3.1	Problemas de un nivel de condensado inadecuado .....	47
3.1.1	Problemas de un nivel excesivo .....	47
3.1.2	Problemas de un nivel insuficiente .....	47
3.2	Regulación del nivel de condensado .....	49
3.2.1	Dispositivos de control.....	50
3.2.2	Dificultades en la medición del nivel .....	51
3.3	Modelo propuesto por Jian-qun Xu et al. para bajo nivel de condensado.....	53
3.3.1	Zona de subenfriamiento .....	53
3.3.2	Zona de condensación .....	55
3.3.3	Zona de desrecalentamiento .....	55
3.3.4	Descripción del algoritmo .....	56
3.3.5	Cálculo con Matlab para bajo nivel .....	56
3.3.6	Sensibilidad de los indicadores ante la variación de nivel de condensado .....	58
4.	CONCLUSIONES.....	63
	REFERENCIAS .....	64

# Índice de figuras

Figura 1-1: Diagrama ciclo Rankine simple .....	3
Figura 1-2: a) Diag. T-s Rankine simple b) Diag. T-s Carnot .....	3
Figura 1-3: Diag. T-s Rankine con sobrecalentamiento .....	5
Figura 1-4: a) Diag. Rankine con recalentamiento b) Diag. T-s Rankine con recalentamiento .....	6
Figura 1-5: Diag. T-s ciclo Rankine supercrítico.....	6
Figura 1-6: a) Diag. Rankine con regeneración b) Diag. T-s con regeneración .....	7
Figura 1-7: a) Diag. ciclo con FWH abiertos b) Diag. ciclo con FWH cerrados .....	9
Figura 1-8: Clasificación de intercambiadores de calor .....	10
Figura 1-9: Intercambiador de doble tubo .....	11
Figura 1-10: Intercambiador de placas .....	12
Figura 1-11: Entramado de un intercambiador compacto .....	13
Figura 1-12: Dibujo en perspectiva de intercambiador tubo-carcasa .....	13
Figura 1-13: Diagrama intercambiador tubo-carcasa.....	14
Figura 1-14: Distribución de temperaturas en un intercambiador contracorriente puro .....	17
Figura 1-15: Esquema de un elemento diferencial de intercambiador contracorriente .....	18
Figura 1-16: Ejemplo de gráfica para calcular la eficiencia del intercambiador .....	22
Figura 2-1: Plano de FWH cerrado de alta presión.....	25
Figura 2-2: Fotografía de un haz de tubos de tipo U-tube.....	26
Figura 2-3: Dibujo 3D de FWH. Son claramente visibles la carcasa, placa tubular y el canal. ....	27
Figura 2-4: Fotografía de placa porta-tubos .....	28
Figura 2-5: Distribución de temperaturas en un FWH de tres zonas .....	30
Figura 2-6: Diagrama de las corrientes en un FWH de tres zonas .....	31
Figura 2-7: Sección longitudinal de la zona de subenfriamiento .....	32

Figura 2-8: Sección transversal de un FWH por la entrada de la zona de subenfriamiento .....	33
Figura 2-9: Esquema del modelo de intercambiadores de calor para el cálculo de un FWH de tres zonas con entrada de drenaje .....	35
Figura 2-10: Esquema de la distribución de temperaturas en el FWH del modelo de Xu.....	39
Figura 2-11: Distribución de temperaturas en el FWH con nivel normal calculado en Matlab.....	45
Figura 3-1: Gráfica de la relación entre el nivel de condensado y la DCA .....	49
Figura 3-2: Esquema de una cascada de FWH .....	50
Figura 3-3: Diagrama de un depósito con indicador de nivel visual.....	52
Figura 3-4: Sección transversal de FWH con bajo nivel de condensado por la boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento .....	53
Figura 3-5: Distribución de temperaturas en el FWH con bajo nivel de condensado calculado en Matlab .....	58
Figura 3-6: Variación de la proporción de vapor en el drenaje con el nivel de condensado .....	59
Figura 3-7: Variación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento con el nivel.....	60
Figura 3-8: Variación de la DCA del FWH con el nivel de condensado .....	61
Figura 3-9: Variación de la TTD con el nivel de condensado .....	62

# Nomenclatura

$A$	Área de intercambio de calor
$A_c$	Área de intercambio del lado frío
$A_h$	Área de intercambio del lado caliente
$C_c$	Capacitancia de la corriente fría
$C_h$	Capacitancia de la corriente caliente
$C_{\max}$	Capacitancia más grande
$C_{\min}$	Capacitancia más pequeña
$C_s$	Capacitancia de la corriente de condensado
$C_w$	Capacitancia de la corriente de agua de alimentación
$C^*$	Relación de capacitancias
$C_1$	Parámetro adimensional 1
$C_2$	Parámetro adimensional 2
$C_{p,c}$	Calor específico del fluido frío/ del agua en los tubos
$C_{p,con}$	Calor específico del condensado
$C_{p,h}$	Calor específico del fluido caliente
$C_{p,s}$	Calor específico del vapor de la extracción
$C_{p,v}$	Calor específico del vapor
$C_{p,vap}$	Calor específico del vapor de la fuga
$C_{p,w}$	Calor específico del agua de alimentación
DCA	Drain Cooler Approach
$G_l$	Gasto másico de vapor de la fuga
$G_s$	Gasto másico de vapor de la extracción (modelo de Xu)
$G_w$	Gasto másico de agua de alimentación (modelo de Xu)
$H$	Distancia entre el eje de la carcasa y la boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento
$h_c$	Coeficiente de convección del lado frío
$h_h$	Coeficiente de convección del lado caliente/entalpía específica del vapor saturado
$h_l$	Entalpía específica del agua líquida saturada
$h_s$	Coeficiente de convección del lado de la carcasa en la zona de desrecalentamiento
$h(T)$	Entalpía específica del fluido a temperatura $T$
$L$	Distancia entre la boquilla y la superficie de líquido
$\dot{m}_c$	Gasto másico de agua líquida/ gasto másico de fluido frío
$\dot{m}_d$	Gasto másico del drenaje
$\dot{m}_{fw}$	Gasto másico de agua de alimentación
$\dot{m}_h$	Gasto másico de fluido caliente
$\dot{m}_s$	Gasto másico de vapor de la extracción
$\dot{m}_v$	Gasto másico de vapor
NTU	Number of Transfer Units
$P$	Perímetro
$p_h$	Presión de saturación
$Q_{in}$	Potencia térmica absorbida del foco caliente
$Q_{out}$	Potencia térmica cedida al foco frío



$q$	Potencia térmica intercambiada
$q_{\max}$	Potencia térmica máxima que podría intercambiarse
$R$	Radio de la carcasa
$R''_{f,c}$	Resistencia térmica de ensuciamiento en el lado frío
$R''_{f,h}$	Resistencia térmica de ensuciamiento en el lado caliente
$R_{tc,pared}$	Resistencia térmica de conducción en la pared del tubo
$S_d$	Área de la sección ocupada por condensado
$S_l$	Área de la sección ocupada por vapor
$T_{1t}$	Temperatura de entrada del agua de alimentación a la zona de condensación (modelo de Xu)
$T_{2t}$	Temperatura de salida del agua de alimentación desde la zona de condensación (modelo de Xu)
$T_c$	Temperatura del fluido frío en un punto
$T_{c,i}$	Temperatura del fluido frío en la entrada
$T_{c,o}$	Temperatura del fluido frío en la salida
$T_h$	Temperatura del fluido caliente en un punto/ temperatura de saturación (modelo de Xu)/temperatura de salida del vapor de la zona de desrecalentamiento
$T_{h,i}$	Temperatura del fluido caliente en la entrada
$T_{h,o}$	Temperatura del fluido caliente en la salida
$T_{sat}$	Temperatura de saturación
$T_s$	Temperatura de entrada de la extracción de vapor (modelo de Xu)
$T_{od}$	Temperatura de salida del condensado (modelo de Xu)
$T_{w1}$	Temperatura de entrada del agua de alimentación a la zona de subenfriamiento (modelo de Xu)
$T_{w2}$	Temperatura de salida del agua de alimentación desde la zona de desrecalentamiento (modelo de Xu)
TTD	Terminal Temperature Difference
$U$	Coeficiente global de transferencia de calor
$U_c$	Coeficiente global de transferencia de calor calculado desde el lado frío
$U_h$	Coeficiente global de transferencia de calor calculado desde el lado caliente
$U_s$	Coeficiente global de transferencia de calor en la zona de desrecalentamiento
$W_{neto}$	Trabajo neto producido por el ciclo por unidad de tiempo
$x$	Título de vapor
$\Delta T_{LM}$	Diferencia logarítmica media de temperaturas
$\epsilon$	Eficiencia del intercambiador de calor
$\eta$	Rendimiento termodinámico del ciclo
$v_s$	Volumen específico del vapor
$v_w$	Volumen específico del condensado

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1 Motivación y objetivos

El ahorro energético y la producción de electricidad de manera eficiente son metas primordiales en el mundo actual [1]. Gran parte de la energía eléctrica producida en el mundo se genera en centrales térmicas con ciclo Rankine [2]. Estas centrales suelen implementar el llamado ciclo Rankine regenerativo, que proporciona un notable aumento del rendimiento térmico gracias al intercambio de calor entre corrientes de vapor extraído de la turbina y corrientes de agua líquida que circulan hacia la caldera [1]. Dicho intercambio tiene lugar en unos equipos térmicos llamados feedwater heaters.

El correcto funcionamiento de los feedwater heaters es fundamental para la eficiencia de la central y ésta a su vez es determinante para la rentabilidad y el impacto ambiental de la producción de electricidad. Por ello, el conocimiento de los factores que afectan a estos equipos y aprender a controlarlos es una tarea crucial.

El objetivo de este trabajo es presentar los fundamentos teóricos de la operación de los feedwater heaters, exponer las principales variables de los que depende su funcionamiento y proporcionar algunos modelos matemáticos que permitan predecir su actuación en determinadas condiciones, teniendo en cuenta los estándares de la industria. Se profundizará especialmente en las causas y efectos del nivel de condensado, es decir, la altura de del agua líquida que se acumula dentro de la carcasa del feedwater heater. Finalmente detallará el modelo creado por Jian-qun Xu y sus colaboradores para la operación con bajo nivel de condensado.

## 1.2 Metodología

Gran parte de este trabajo consiste en la exposición y descripción de diversos equipos térmicos, sobretodo feedwater heaters. Para ello se han consultado muchas fuentes de información, principalmente libros y páginas web, aunque también varios artículos de revistas especializadas, estándares industriales, apuntes de asignaturas y videos. Después de evaluar la calidad de los contenidos y las fuentes, se han empleado las que se han considerado más apropiadas para la redacción de cada apartado; siendo éstas fuentes las que aparecen referenciadas en la bibliografía.

Igualmente se cuenta con los modelos matemáticos y métodos de cálculo propuestos en el artículo de Jian-qun Xu [3]. Estos modelos se han probado implementándolos en código Matlab®. Se ha decidido que este software es el más apropiado para este fin, ya que proporciona un lenguaje de programación de alto nivel relativamente fácil de usar, está especialmente diseñado para realizar

cálculos numéricos y, además, se usa ampliamente en instituciones académicas de todo el mundo, incluida esta Universidad, que cuenta con licencias para sus aulas informáticas.

### 1.3 El ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico para generación de potencia. Es el más usado en la producción de energía eléctrica, puesto que se emplea principalmente en centrales térmicas convencionales, nucleares y ciclo combinado [4][5]. En 2012 las centrales térmicas de carbón produjeron un 40% de la energía eléctrica producida en el mundo y las nucleares un 11% [2]. Por tanto, hasta las más pequeñas mejoras introducidas en la operación de centrales con ciclo Rankine resultan ser relevantes.

En la implementación de este ciclo en plantas reales se emplea normalmente agua como fluido de trabajo, esto se debe a sus buenas propiedades térmicas, alta disponibilidad y bajo coste [1]. En los ciclos Rankine el fluido de trabajo recibe el aporte de calor desde el exterior. Una ventaja de esto es la gran variedad de fuentes de energía térmica a las que se puede adaptar: calderas de carbón u otros combustibles, reactores nucleares, radiación solar concentrada, etc. Pero también tiene la desventaja de que han de existir equipos de transferencia de calor en los cuales se pierde rendimiento [1].

La forma más simplificada del ciclo consta de cuatro procesos básicos [6, 7]:

- 1) **Compresión del fluido:** Se realiza en bombas hidráulicas, idealmente es isentrópico y adiabático.
- 2) **Calentamiento y evaporación del fluido por transferencia de calor desde un foco caliente:** Se realiza en una caldera, reactor o torre solar, idealmente es isobárico.
- 3) **Expansión del vapor para extraer trabajo:** Se realiza en una turbina de vapor, idealmente de manera isentrópica y adiabática.
- 4) **Condensación del vapor a baja presión mediante la cesión de calor a un foco frío:** Se realiza en un condensador (que suele necesitar otros equipos auxiliares), idealmente de forma isobárica.

Una vez que el vapor se ha condensado, el agua resultante se conduce de nuevo a la caldera a la vez que se va aumentando su presión en una o varias bombas. Dicho agua se denomina *agua de alimentación* o *feedwater*.

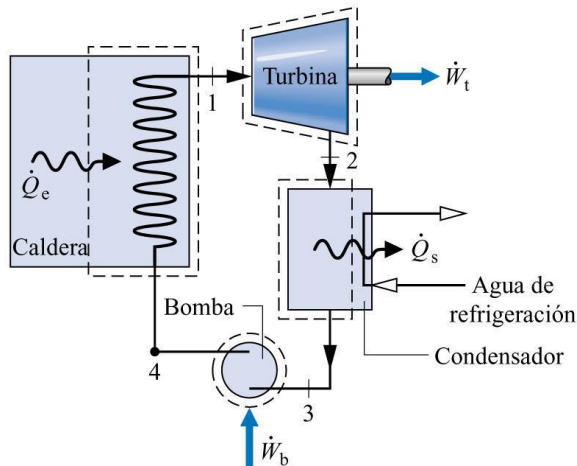


Figura 1-1: Diagrama ciclo Rankine simple [5]

Se denomina *rendimiento* al cociente entre el trabajo neto producido y el calor transferido desde el foco caliente.

Ecuación 1.1

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

Para simplificar los cálculos y establecer un rendimiento máximo alcanzable se modela el ciclo asumiendo un comportamiento ideal de todos los equipos. Esto no deja de ser una mera construcción teórica en la que se dan por ciertas alguna hipótesis como considerar las pérdidas de carga despreciables, no tener en cuenta pérdidas de calor al exterior y un comportamiento isentrópico en las turbomáquinas donde se intercambia trabajo.

Como es sabido, el máximo rendimiento hipotético alcanzable por un ciclo termodinámico se da en el ciclo de Carnot, que resulta imposible de construir en la realidad. En un principio se concibió al ciclo Rankine como una aproximación realista al de Carnot.

A continuación se muestran ambos ciclos en diagramas T-s:

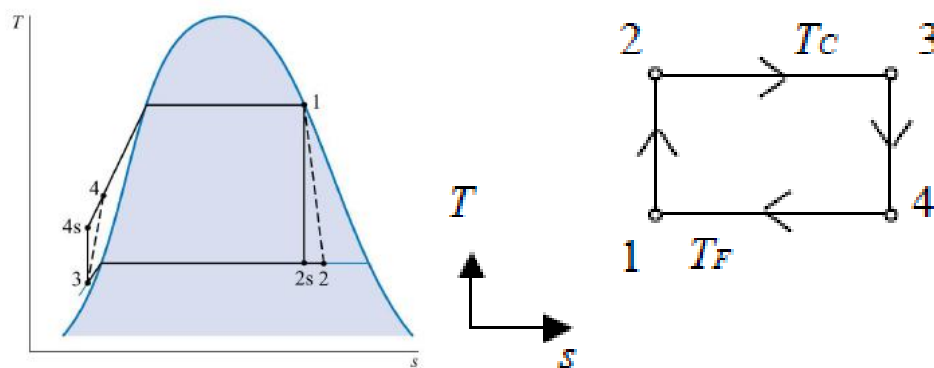


Figura 1-2: a) Diag. T-s Rankine simple [5] b) Diag. T-s Carnot [2]

En los diagramas pueden observarse las diferencias de un ciclo Rankine respecto al ciclo de Carnot: el proceso de compresión se realiza con el líquido saturado (facilitando así dicho proceso) y el calentamiento y cambio de fase no se realiza de forma isotérmica (así se aprovecha mejor el calor de los gases de la caldera).

En los ciclos reales nunca se pueden conseguir las condiciones ideales de funcionamiento, en cada equipo se producen *irreversibilidades*, es decir, degradaciones de la energía que reducen la cantidad de trabajo que es posible extraer del fluido y que, por tanto, disminuyen el rendimiento.

Hay dos tipos de irreversibilidades: internas y externas. Las internas se deben a la disipación de energía en el propio fluido de trabajo, mientras que en las externas dicha disipación se produce en la frontera del sistema. Esta clasificación se verá más clara al considerar los siguientes ejemplos [1, 6, 7]:

- **Irreversibilidades en la turbina:** La expansión no es perfectamente isentrópica ni adiabática. Debido a la fricción del fluido con los componentes de la turbina, expansión imperfecta, flujos turbulentos, etc. hay energía que se disipa aumentando la entropía, siendo imposible de transformar en trabajo útil. Otro fenómeno, aunque menos importante, es la pérdida de calor al exterior por las paredes.
- **Irreversibilidades en la bomba:** Estrictamente no funcionan de manera isentrópica, pero se suelen aproximar bastante y, por tanto, las pérdidas que se producen son despreciables.

Las irreversibilidades en turbina y bomba son internas, ambas generan entropía en el fluido de trabajo. También se producen pérdidas por fricción en el resto de equipos y los conductos entre ellos.

- **Irreversibilidades en la caldera:** Éstas se producen en el proceso de transferencia de calor por radiación y convección desde los gases calientes de la caldera al agua líquida y/o vapor del ciclo. Los gases se encuentran a una temperatura notablemente más alta que el agua, generándose mucha entropía en el proceso. Para que la caldera no sea excesivamente grande la cantidad de calor transferida por unidad de superficie debe ser lo suficientemente alta, para lo cual es necesario una diferencia de temperaturas entre los gases y el agua relativamente grande.
- **Irreversibilidades en el condensador:** La diferencia entre la temperatura de condensación y la del fluido al que se cede el calor, normalmente agua de refrigeración, es bastante pequeña y las irreversibilidades son de poca importancia. Además estas temperaturas suelen estar próximas a la del ambiente.

Estas irreversibilidades son externas al ciclo, se producen en la frontera, en ellas se degrada la energía y se pierde la oportunidad de que sea transformada en trabajo.

### 1.3.1 Mejoras del rendimiento

Una pequeña variación en el rendimiento, incluso menor que un 1%, puede suponer una diferencia de varios cientos de miles de euros en costes de combustible al año [8]. Por ello es fundamental desarrollar e implementar métodos para extraer la mayor cantidad de trabajo posible. A día de hoy existen algunas modificaciones del ciclo empleadas para aumentar el rendimiento [1, 6, 7]:

**Sobrecalentamiento:** Consiste en que el vapor salga de la caldera a una temperatura mayor a la de saturación. Esto aumenta la temperatura media en el proceso de calentamiento, obteniendo un mejor rendimiento. También trae otros beneficios como aprovechar mejor la transferencia de calor desde los gases de combustión y que aumente el título de vapor a la salida de la turbina.

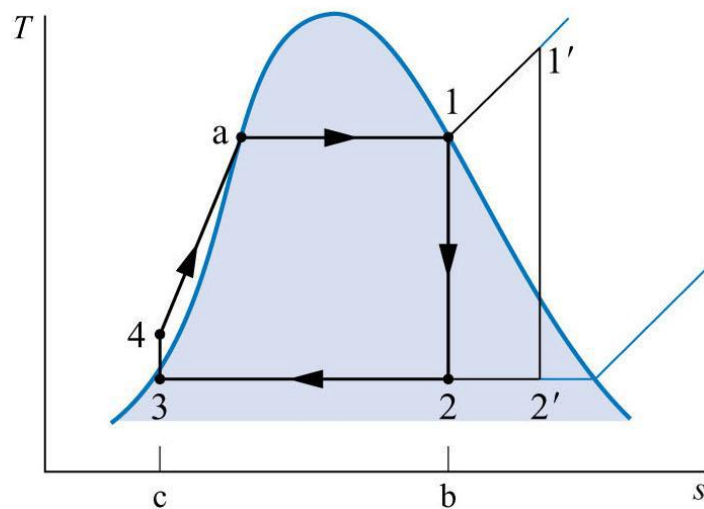


Figura 1-3: Diag. T-s Rankine con sobrecalentamiento [1]

**Recalentamiento:** Consiste en volver a calentar el vapor una vez que ha atravesado la turbina. Para ello es necesario usar al menos dos turbinas distintas a dos presiones distintas, se diseña de manera que el vapor a la salida de la primera no haya entrado aun en saturación para enviarlo de vuelta a la caldera donde se sobrecalentará de nuevo para pasarlo por la segunda turbina. Esto permite aumentar el rendimiento gracias a poder emplear mayores presiones en las turbinas sin que disminuya el título de vapor a la salida.

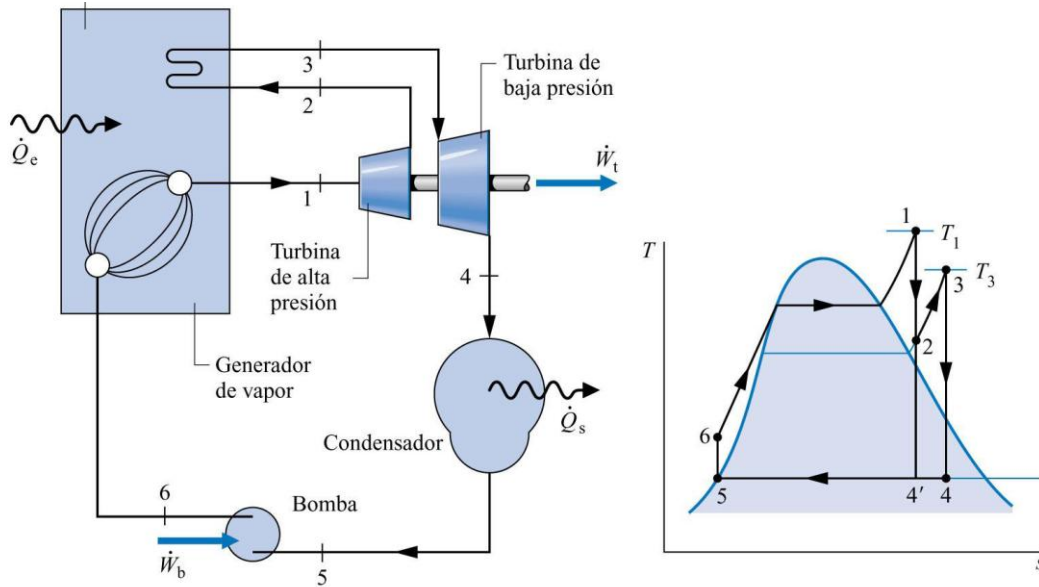


Figura 1-4: a) Diag. Rankine con recalentamiento b) Diag. T-s Rankine con recalentamiento [1]

**Ciclos Supercríticos:** Esta modificación no se emplea en las centrales térmicas tradicionales, ya que las restricciones tecnológicas no lo han permitido. Consiste en aumentar la presión y temperatura del fluido de trabajo por encima del punto crítico para aumentar notablemente el rendimiento. El mayor problema de estos ciclos es encontrar materiales que soporten las condiciones tan extremas con seguridad y sin disparar los costes [1].

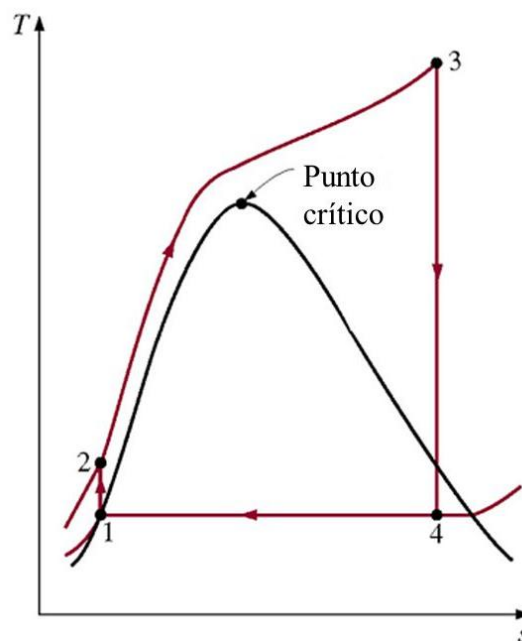


Figura 1-5: Diag. T-s ciclo Rankine supercrítico [1]

**Regeneración:** Esta última mejora es la que justifica la realización de este trabajo, ya que para implementarla se emplean unos equipos llamados feedwater heaters (abreviado como FWH). En

este trabajo se estudia la operación de estos equipos en condiciones particulares que se detallarán más adelante.

La regeneración consiste en el aumento de la temperatura del agua de alimentación de la caldera, para ello se emplea el vapor caliente previamente extraído de las turbinas a distintas presiones. Este calentamiento reduce las irreversibilidades externas en la transferencia de calor en la caldera, aumentando el rendimiento, como ya se ha mencionado. Asimismo disminuye la carga tanto de la caldera como del condensador. Al estar el agua de alimentación mucho más cerca de la temperatura de saturación, la parte de la caldera donde se debe alcanzar dicha temperatura, el economizador, puede ser mucho más pequeña [9].

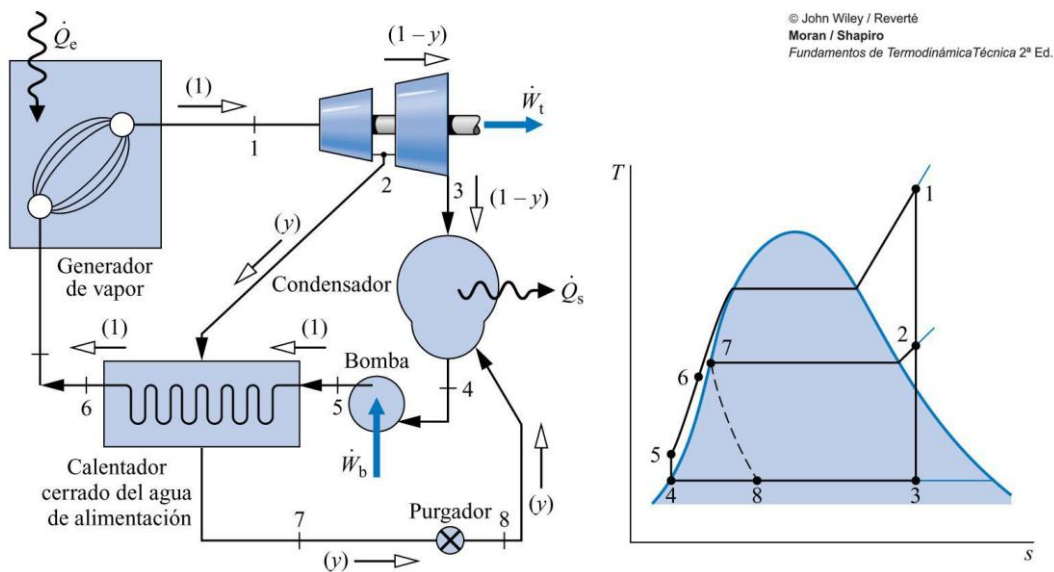


Figura 1-6: a) Diag. Rankine con regeneración b) Diag. T-s con regeneración [1]

Básicamente, lo que se hace es reducir la cantidad de vapor que pasa por las turbinas, es decir, reducir el trabajo producido, a cambio de reducir en una mayor medida el calor transferido en la caldera. El trabajo que se deja de producir por la extracción del vapor proviene de calor sensible del vapor (que no produce un cambio de fase) y el calor ganado por el agua de alimentación proviene del calor latente del vapor (cedido durante la condensación), como el calor latente es mucho mayor que el sensible el resultado es un aumento del rendimiento [10, 11].

La implementación de un sistema de regeneración perfecto no es rentable, sería algo así como utilizar infinitos intercambiadores. Un único FWH alcanza un coste inicial de 1.2 millones de dólares [8], así que conviene debe ser precavido a la hora de diseñar el ciclo. En la práctica se llega a un compromiso entre el ahorro conseguido y los costes, tanto los iniciales como los de operación y mantenimiento. Usualmente se instalan entre cinco y diez FWH en las centrales térmicas convencionales, siendo seis o siete lo más común [8, 12, 13].

Hay dos tipos básicos de FWH, los abiertos y los cerrados. En los primeros se produce la mezcla directa entre la extracción y el agua de alimentación, debiendo encontrarse ambas corrientes a la



misma presión. Cada FWH abierto requiere también la instalación de una bomba, lo que conlleva un aumento de la complejidad y el consumo, por ello solo se suele instalar un FWH abierto, el cual opera como deaireador. La función del deaireador es la de eliminar gases no condensables del agua de alimentación, especialmente el oxígeno para disminuir los problemas de corrosión [9, 10].

En los FWH cerrados se intercambia calor sin contacto directo entre las corrientes, por ello pueden encontrarse a presiones diferentes. Una vez que el vapor de la extracción se ha condensado y subenfriado hay dos posibilidades: mezclarlo con la corriente de agua de alimentación aguas arriba o aguas abajo. En caso de que se drene aguas arriba, el caso más frecuente, se reduce la presión del condensado en una válvula, produciéndose cierta irreversibilidad, y se mezcla con la extracción de un FWH a menor presión o directamente con el agua de alimentación en el condensador en el caso del FWH de menor presión. Si se drene aguas abajo se evitan las pérdidas en la válvula, pero será necesario el uso de una bomba, con los mismos inconvenientes que un FWH abierto.

En las centrales lo más común son cascadas de FWH cerrados drenando aguas arriba. Esta cascada consiste en una sucesión de FWH de presión cada vez menor. Los condensados de cada FWH se van drenando a otros de menor presión hasta reincorporarse al agua de alimentación en un deaireador o condensador.

Más adelante se tratará el funcionamiento de los FWH con mucha más profundidad.

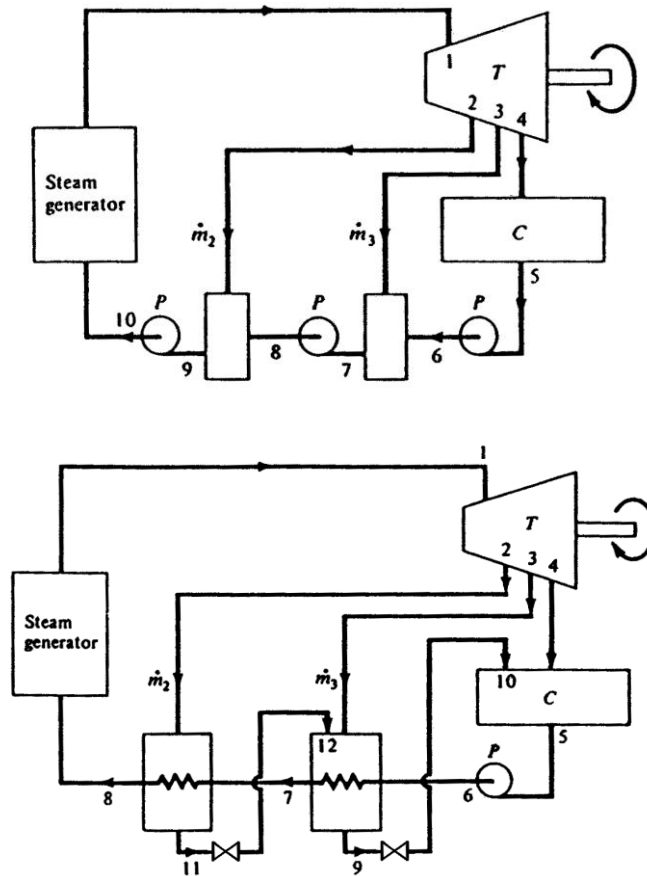


Figura 1-7: a) Diag. ciclo con FWH abiertos b) Diag. ciclo con FWH cerrados [12]

## 1.4 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un equipo cuyo fin es la transferencia de calor entre dos fluidos. Estos equipos se utilizan ampliamente en procesos industriales, principalmente en la producción de acero y otros metales y en las industrias química, alimentaria, papelera y textil [14]. Igualmente se utilizan en instalaciones domésticas de climatización, aire acondicionado y agua caliente sanitaria. Pero el sector que aquí nos atañe es el de la generación de potencia. En todas las máquinas térmicas se producen diversos procesos de transferencia de calor entre fluidos, que se realizan en intercambiadores de calor. En las plantas de generación eléctrica que emplean ciclos en los que es necesario que el calor sea aportado desde el exterior, por ejemplo, las térmicas convencionales, nucleares, termosolares o las de ciclo combinado, el correcto funcionamiento de los intercambiadores de calor es absolutamente fundamental [15].

### 1.4.1 Clasificación de los intercambiadores de calor

Debido a la gran variedad de usos de los intercambiadores de calor también existe una amplísima variedad en sus diseños, configuraciones, geometrías, tamaños, etc. Igualmente en la bibliografía

sobre el tema se describen diversos criterios para distinguirlos y clasificarlos. Aquí explicaremos los criterios proporcionados por G. F. Hewitt en su conocido manual *Process Heat Transfer* [14].

- **Recuperación o regeneración:** Se denominan recuperadores a los intercambiadores convencionales, donde la transferencia de calor ocurre entre dos corrientes, una fría y otra caliente, de manera continua a través de una pared o de la interfase. En cambio, los intercambiadores regeneradores funcionan cíclicamente introduciendo un cuerpo absorbente de calor alternativamente en la corriente fría y caliente. Normalmente suele ser una matriz sólida que absorbe calor de la corriente caliente y luego lo cede a la fría.
- **Contacto directo o indirecto:** En los intercambiadores de contacto directo se permite que ambas corrientes entren en contacto formando una interfase por la que se transfiere el calor. Los pares de corrientes deben ser gas-líquido, sólido-fluido o dos líquidos inmiscibles. En el caso de contacto indirecto los fluidos circulan por conductos separados y el calor se transfiere a través de la pared, esto permite usar fluidos miscibles entre sí o que se encuentren a presiones muy diferentes.
- **Una o dos fases:** Este criterio distingue entre intercambiadores en los que cada corriente sólo tiene una fase, ya sea ésta líquida o gaseosa, y aquellos en los que coexisten dos fases, por ejemplo en procesos de evaporación o condensación.



Figura 1-8: Clasificación de intercambiadores de calor

- **Geometría:** Finalmente los intercambiadores pueden diferenciarse por su geometría, especialmente la configuración del flujo. La configuración de flujo puede entenderse como la trayectoria relativa de una corriente respecto a otra. La transferencia de calor por convección en fluidos, que es la situación más frecuente, está determinada por el comportamiento de las capas límites térmica e hidrodinámica y la distribución de las temperaturas y velocidades a lo largo del intercambiador, que a su vez están determinados por la configuración de flujo[15]. El funcionamiento final dependerá de factores como la superficie, los espesores o las propiedades térmicas de los fluidos y materiales, pero la influencia de dichos factores puede expresarse de manera adimensional para cada configuración de flujo, por lo tanto este el criterio más adecuado para diferenciar un intercambiador de otros. Las configuraciones más sencillas son las de flujos en paralelo y en contracorriente. El proceso de transferencia de calor en estos flujos se puede calcular fácilmente con las ecuaciones de conservación de la energía y de cálculo de resistencias térmicas de convección y conducción. Sin embargo, la distribución de velocidades y

temperaturas en un equipo real es mucho más compleja y normalmente se emplean otros métodos que se explicarán más adelante.

Los tipos de intercambiador más usados son los de doble tubo, placas, compactos y tubo-carcasa [14], que a continuación comentaremos.

- **Intercambiador de doble tubo:** Este tipo consiste en dos tubos concéntricos, un fluido circula por el tubo interno y el otro entre la pared del tubo externo y la del interno. Los intercambiadores de doble tubo presentan varias ventajas: simplicidad de construcción y mantenimiento, posibilidad de operar a altas presiones y altas temperaturas, posibilidad de incluir aletas a los tubos y un flujo de contra corriente prácticamente perfecto, alcanzando mayor eficiencia y evitando los problemas de cruce de temperaturas que ocurren en flujos con multipaso [14-16].



Figura 1-9: Intercambiador de doble tubo [17]

- **Intercambiador de placas:** Estos intercambiadores están formados por un conjunto de finas placas corrugadas que se apilan y se fijan a presión, de esta forma se crean "conductos" por los que circulan los fluidos. La mayor ventaja de este tipo de intercambiador es que se pueden conseguir superficies muy grandes en equipos relativamente pequeños, permitiendo así operar con diferencias de temperaturas muy pequeñas sin ocupar excesivo espacio. Otra ventaja es su gran flexibilidad: dado que las placas se fijan a presión y no se necesitan soldaduras como en el resto de intercambiadores, los precios son mucho más bajos. Por tanto, resulta asequible la compra de unidades personalizadas para adaptarse a distintos fluidos, potencias y aplicaciones. Igualmente, el hecho de que no haya soldaduras permite que se pueda desmontar y limpiar a fondo con facilidad. Pero los intercambiadores de placas también tienen desventajas como la imposibilidad de usar altas presiones sin fugas y la gran pérdida de carga que causan a la instalación, obligando a emplear bombas más potentes[14-16].

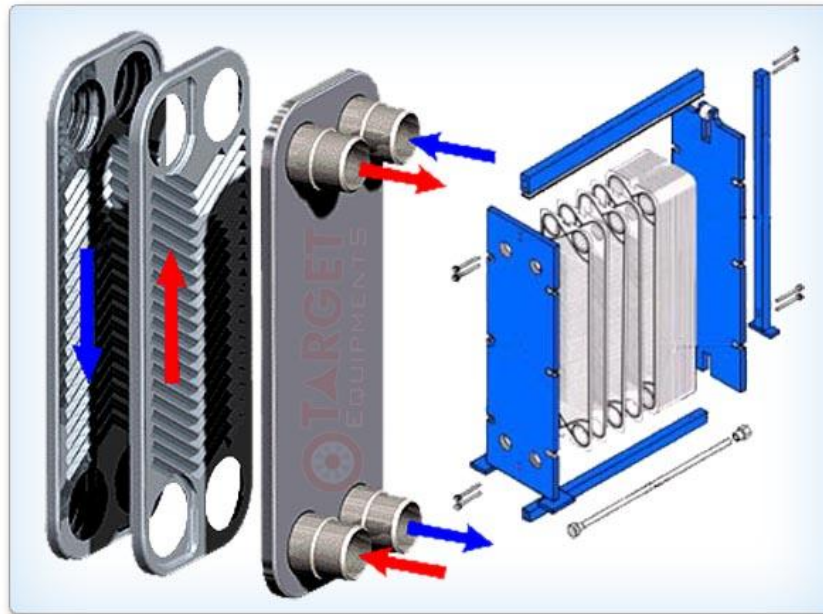


Figura 1-10: Intercambiador de placas [18]

- **Intercambiador compacto:** El propósito de estos equipos es alcanzar una gran superficie de intercambio en un pequeño volumen. Para ello disponen de complejos entramados de superficies extendidas y tubos. Las superficies extendidas suelen ser placas o aletas de metal corrugado de muy diversas formas y con mayor o menor grado de restricción del flujo. Habitualmente el arreglo de flujo es de tipo cruzado, y los fluidos pueden tener un movimiento relativamente libre de restricciones favoreciendo la mezcla o, en cambio, estar limitado su movimiento a estrechos conductos. Éstas variantes se denominan flujo mezclado y no mezclado, respectivamente, y su principal diferencia se encuentra en lo uniforme de la distribución de temperaturas. Comúnmente se emplean cuando uno de los fluidos es un gas, con coeficientes de convección bajos. Debido a su forma de ensamblaje son robustos, ligeros y de poco volumen, por ello se instalan en sistemas para vehículos, climatización, etc. En cuanto a sus limitaciones hay que señalar que no soportan presiones muy altas y que necesitan limpiarse con métodos químicos ya que la geometría dificulta mucho los mecánicos[14-16].

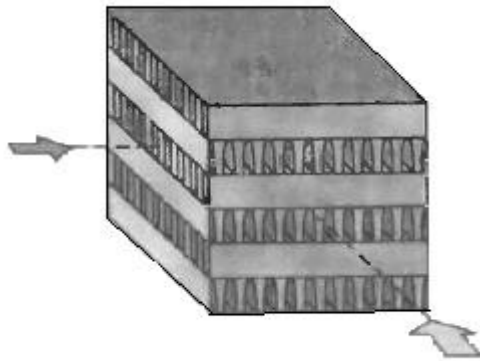


Figura 1-11: Entramado de un intercambiador compacto [15]

- **Intercambiador tubo-carcasa:** Está formado por un haz de tubos contenido en una carcasa cilíndrica, un fluido circula por el interior los tubos y el otro atraviesa la carcasa fluyendo por los espacios entre medias del haz de tubos, produciéndose así una transferencia de calor por contacto indirecto entre ambos fluidos. Normalmente en el lado de la carcasa se colocan unos deflectores, también llamados *baffles*, con el fin de guiar el flujo y servir de soporte para el haz. Existen muchas alternativas en cuanto a los materiales para construirlo, tamaños, pequeñas variaciones en la geometría, forma de montaje y mantenimiento, etc., que permiten su uso en todo tipo de procesos industriales [14, 16, 19].

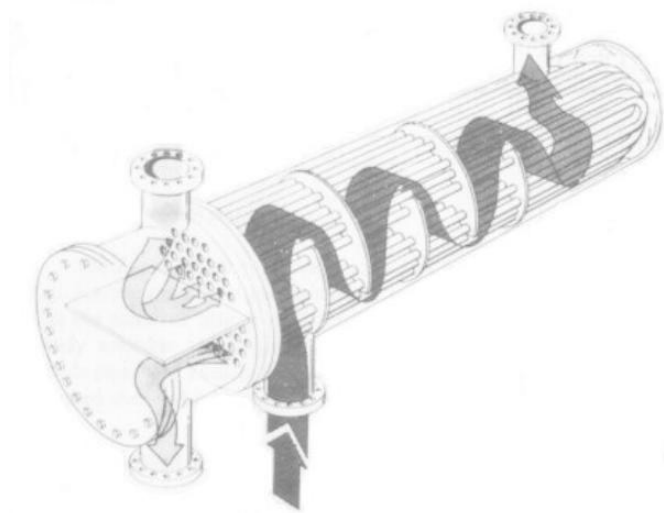


Figura 1-12: Dibujo en perspectiva de intercambiador tubo-carcasa [17]

Existen diversas configuraciones de flujo en función del lugar por donde entre y salga la corriente de la carcasa. Igualmente el fluido que fluye por los tubos puede conducirse varias veces a través de la carcasa, dicha cantidad se denomina número de pasos y afecta significativamente a la transferencia de calor.

La mayor ventaja de estos intercambiadores es que se pueden adaptar a un amplio rango de temperaturas y presiones para gran variedad de fluidos, por ello son los más comunes, algunos autores afirman que incluso el 60% de los intercambiadores en procesos industriales son de tubo-carcasa [14]. Pero también tienen algunas desventajas: debido a que el flujo de la corriente del lado de la carcasa es muy complejo y no puede ser controlado con "precisión", puede producirse una mala distribución del fluido, especialmente si hay dos fases. Igualmente pueden aparecer zonas de remanso donde se multiplica el peligro de corrosión [16]. Otras desventajas son el mayor riesgo de que aparezcan vibraciones mecánicas y la necesidad de evitar el *cruce de temperaturas*. El cruce de temperaturas consiste en que la temperatura de salida del fluido frío es mayor que la de salida del fluido caliente. En otro tipo de intercambiador esto no es problemático pero en un tubo-carcasa puede ocurrir que el calor se transfiera en el sentido contrario al deseado, resultando en una pérdida de eficiencia. La solución más sencilla es emplear dos carcassas en serie para alcanzar la diferencia de temperaturas deseada [14].

Esta clase de equipos ha llegado a ser bien conocida y entendida, con el paso de los años se ha acumulado mucha experiencia y se han establecido y comprobado varios estándares de diseño, construcción y mantenimiento para todo tipo de aplicaciones. Los estándares más usados son aquellos del Heat Exchange Institute [11] y del Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) de Estados Unidos.

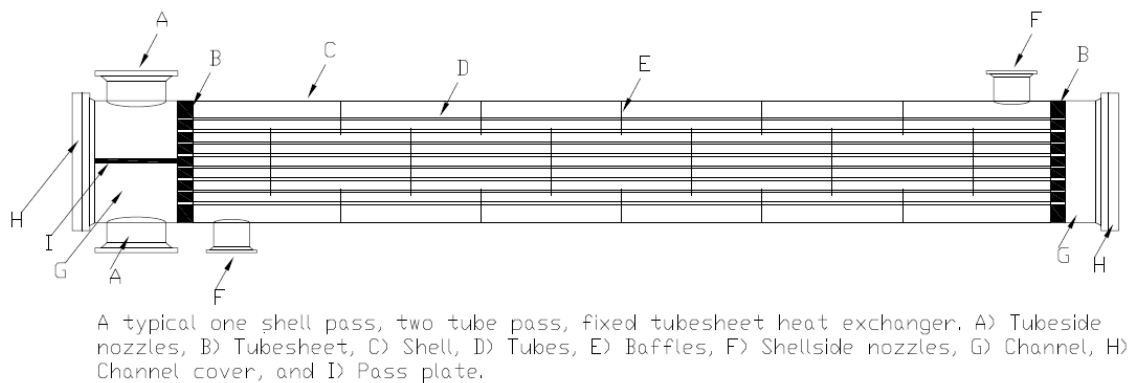


Figura 1-13: Diagrama intercambiador tubo-carcasa [19]

#### 1.4.2 Método de cálculo de intercambiadores de calor

Como ya se ha mencionado, la transferencia de calor a lo largo del intercambiador puede llegar a ser muy compleja. Habitualmente la distribución de temperaturas y velocidades y, por tanto, de flujos de calor y esfuerzos mecánicos resulta imposible de describir con precisión sin emplear simulación numérica por ordenador. Sin embargo, asumiendo algunas hipótesis, se pueden obtener algunas ecuaciones sencillas que describan el comportamiento global del intercambiador de una manera suficientemente aproximada a la realidad. Las hipótesis son [15, 17, 20]:



- **Estado estacionario:** Todas las variables se mantienen constantes en el tiempo, no se contemplan estados transitorios como puesta en marcha del equipo, variaciones en la potencia térmica intercambiada, etc.
- **Se desprecian pérdidas de calor al entorno:** Raramente los fluidos se encuentran a la misma temperatura que el ambiente, normalmente están más calientes, por tanto, siempre existirá un flujo de calor hacia el exterior. Sin embargo, suponemos que los intercambiadores están bien aislados y que la potencia perdida es mínima en comparación con la transferida entre los fluidos.
- **Propiedades de los fluidos constantes:** Varias propiedades de los fluidos de las que depende el intercambio de calor, como por ejemplo la conductividad térmica, la viscosidad, el calor específico y la densidad, dependen notablemente de la temperatura del fluido en cuestión. Un claro ejemplo es la conductividad térmica: en los gases ésta aumenta con la temperatura y en los líquidos suele disminuir, aunque hay excepciones. Por tanto, para realizar un cálculo preciso del intercambiador habría que tener en cuenta la variación de las propiedades según varía la temperatura. Sin embargo, dichas variaciones de temperatura suelen ser pequeñas y considerar las propiedades como valores promedio constantes no provoca errores significativos.
- **Distribución unidimensional de la temperatura:** Consideramos que la distribución de temperatura en una misma corriente es uniforme en las direcciones perpendiculares a la dirección de flujo, es decir, la temperatura solo varía al movernos de manera longitudinal al conducto, no en el plano transversal a él.
- **Condiciones idénticas en recorridos paralelos:** Cuando una corriente llegue a un punto donde deba dividirse y repartirse por un conjunto de conductos paralelos más pequeños consideraremos que por todos ellos circula el mismo gasto másico y que tienen el mismo área de intercambio de calor.
- **Conducción axial en el fluido y superficies despreciable:** Debido a que existe un gradiente de temperaturas longitudinal tanto en el fluido como en las paredes de los conductos siempre se va a dar un cierto flujo de calor por conducción en dicha dirección. No obstante, como lo normal es que los gradientes no sean muy acusados, dicho flujo de calor es despreciable en comparación al producido entre ambos fluidos en dirección transversal.
- **Coefficiente global de transferencia de calor constante a lo largo de todo el intercambiador:** El coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) es un valor que relaciona la diferencia de temperaturas de los fluidos y el flujo de calor que se da entre ellos, se explicará mejor en el próximo apartado. Este valor se calcula a partir de las resistencias térmicas entre ambas corrientes del intercambiador, las cuales dependen de las propiedades locales de las paredes del conducto (suciedad, aletas, etc.) , de las del fluido (densidad, conductividad, etc.) y de la velocidad local. Muchas de estas propiedades, como ya hemos comentado, poseen una fuerte dependencia de la temperatura, que ya hemos comentado que varía a lo largo del intercambiador. Por todo ello, el coeficiente global de transferencia de calor tendrá un valor u otro en función de la posición del



intercambiador donde se calcule. Pero al igual que otros parámetros, este coeficiente también puede ser considerado como una constante con un valor promedio, permitiendo que las ecuaciones se simplifiquen y sean manejables.

#### 1.4.2.1 Obtención del coeficiente global de transferencia de calor

El primer paso para calcular un intercambiador de calor es encontrar el valor del coeficiente global de transferencia de calor, simbolizado como  $U$ . Este coeficiente es la transmitancia térmica que se da entre ambos fluidos, es decir, la facilidad con la que el calor fluye de uno a otro. Cuanto mayor sea su valor, mayor será el calor transferido para un área de intercambio y una diferencia de temperaturas determinadas. Sus unidades son el  $W/m^2K$ . Para calcularlo son necesarias todas las resistencias térmicas entre los fluidos: convección, conducción, suciedad, eficiencia de aletas [14]. Este paso suele ser el que conlleva mayor incertidumbre, ya que los coeficientes de convección tanto del lado frío como caliente y las resistencias por ensuciamiento son difíciles de predecir, debiendo considerarse siempre como resultados más o menos aproximados[9]. El valor de  $U$  depende de si se calcula respecto al área de intercambio del lado caliente o del lado frío, puesto que el parámetro que debe conservarse a ambos lados no es la transmitancia sino la resistencia total, como se indica en la fórmula.

Ecuación 1.2

$$\frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = R_{TOTAL}$$

A continuación se presenta la ecuación para calcular el coeficiente  $U$ , los factores que toman en cuenta el efecto de las aletas no se han incluido, ya que en los equipos de interés en este trabajo (los FWH) no son frecuentes y siendo posible conseguir mayor claridad en las ecuaciones no compensa incluirlos.

Ecuación 1.3

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{R''_{f,c}}{A_c} + R_{tc,pared} + \frac{R''_{f,h}}{A_h} + \frac{1}{h_h A_h}$$

$h_c$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado del fluido frío, para calcularlo se emplean correlaciones empíricas.

$A_c$  es el área de intercambio disponible en el lado del fluido frío.

$R''_{f,c}$  es la resistencia por ensuciamiento en la pared del lado frío. Las unidades son  $m^2K/W$ . Es difícil de calcular, ya que depende de las condiciones de cada equipo en concreto: material de la pared, tratamientos superficiales realizados, edad del equipo, tiempo desde la última limpieza, tipo de fluido, su velocidad, temperatura, la composición, aditivos y reactividad con el material de la pared. Con el tiempo se han establecido ciertos valores representativos para cada fluido que son válidos para un amplio abanico de condiciones de operación que proporcionan una precisión

suficiente para cálculos en primera aproximación, sin embargo, para proyectos reales se deben consultar los datos del fabricante y los estándares disponibles.

$R_{tc,pared}$  es la resistencia de transferencia de calor por conducción que presenta la pared. Su valor se puede calcular con bastante precisión, especialmente para geometrías sencillas. Sin embargo, suele ser pequeña en comparación con el resto y poco relevante para el valor de  $U$ .

$h_h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección en el lado del fluido caliente.

$A_h$  es el área de intercambio disponible en el lado del fluido caliente.

$R''_{f,c}$  es la resistencia por ensuciamiento en la pared del lado caliente.

#### 1.4.2.2 Diferencia logarítmica media de temperaturas en un intercambiador contracorriente:

Suponiendo ciertas las hipótesis descritas anteriormente se puede realizar un análisis de uno de los intercambiadores de calor más sencillos: el intercambiador de contracorriente puro. Este es un caso muy sencillo que no se da con frecuencia en equipos reales, sin embargo es una aproximación muy útil, ya que se usa como referencia para el resto de intercambiadores. En un intercambiador contracorriente la eficiencia es muy alta y para una determinada potencia transferida necesita menos área y puede ser más pequeño [17]. Ambos fluidos entran al intercambiador por extremos opuestos, en sentidos contrarios. La distribución de temperaturas resultante es la siguiente:

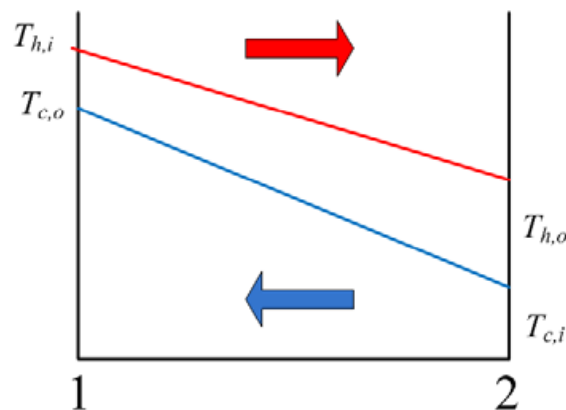


Figura 1-14: Distribución de temperaturas en un intercambiador contracorriente puro [17]

Pueden observarse dos características peculiares de este tipo de intercambiador: que la diferencia de temperatura entre los fluidos se mantiene con poca variación a lo largo del equipo y que la temperatura de salida del fluido frío puede ser mayor que la de salida del fluido caliente.

La potencia intercambiada puede calcularse con un balance de energía:

Ecuación 1.4

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

Ecuación 1.5

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

En esta ecuación y en las siguientes se presentan varias magnitudes físicas que pueden referirse bien al fluido o corriente caliente, bien al frío, esto se indica con un subíndice h (hot) y c (cold) respectivamente. Dichas magnitudes son  $T_i$  y  $T_o$ , que se refieren a la temperatura de entrada (i) y salida (o) de la corriente, junto con  $C$ , que se refiere a la capacitancia de la corriente. Esta está definida como

Ecuación 1.6

$$C_{\text{corriente}} = c_{p,\text{corriente}} \dot{m}_{\text{corriente}}$$

donde  $c_{p,\text{corriente}}$  es el calor específico a presión constante del fluido y  $\dot{m}$  el gasto másico de la corriente. Tal como se observa en la ecuación, la capacitancia de la corriente relaciona el calor transferido por una corriente con la diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida.

Para realizar los cálculos tomaremos un elemento diferencial del intercambiador, en el que algunas magnitudes varían a su vez de manera diferencial:

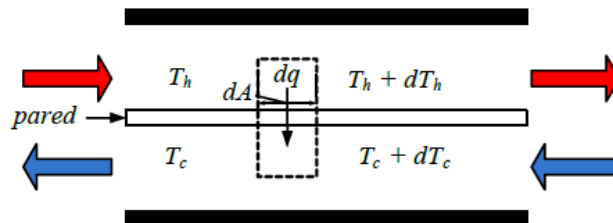


Figura 1-15: Esquema de un elemento diferencial de intercambiador contracorriente [17]

De un balance local de energía podemos deducir

Ecuación 1.7

$$dq = -C_h dT_h = -C_c dT_c$$

Realizamos el cambio de variable

Ecuación 1.8

$$\Delta T = T_h - T_c$$

cuyo cambio infinitesimal se expresa como

Ecuación 1.9

$$d(\Delta T) = dT_h - dT_c$$

donde sustituyendo el miembro de la derecha por la ecuación 1.7 resulta

Ecuación 1.10

$$d(T_h - T_c) = - \left( \frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) dq$$

El calor local intercambiado será

Ecuación 1.11

$$dq = U(T_h - T_c)Pdx$$

Aquí **P** se refiere al perímetro del elemento diferencial y **dx** a su longitud.

Si sustituimos la ecuación 1.11 en la 1.10 se deduce

Ecuación 1.12

$$d(T_h - T_c) = - U \left( \frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) (T_h - T_c) P dx$$

Si separamos las variables obtenemos

Ecuación 1.13

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = - U \left( \frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right) P dx$$

y ahora integrando entre los dos extremos, 1 y 2, del intercambiador,

Ecuación 1.14

$$\ln \frac{(T_h - T_c)_2}{(T_h - T_c)_1} = - UA \left( \frac{1}{C_h} - \frac{1}{C_c} \right)$$

Sustituyendo desde la ecuación 1.7 (integrada entre los extremos),

Ecuación 1.15

$$\ln \frac{(T_h - T_c)_2}{(T_h - T_c)_1} = - UA \left( \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{q} - \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{q} \right) = - \frac{UA}{q} \left[ (T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i}) \right]$$

Despejando la potencia intercambiada (**q**),

Ecuación 1.16

$$q = -UA \frac{[(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})]}{\ln \frac{(T_h - T_c)_2}{(T_h - T_c)_1}}$$

que puede expresarse como

Ecuación 1.17

$$q = UA \frac{[(T_h - T_c)_2 - (T_h - T_c)_1]}{\ln \frac{(T_h - T_c)_2}{(T_h - T_c)_1}}$$

y aplicando el cambio de variable descrito en la ecuación 1.8,

Ecuación 1.18

$$q = UA \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

de donde definimos la *diferencia logarítmica media de temperaturas* como

Ecuación 1.19

$$\Delta T_{LM} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

#### 1.4.2.3 Método $\epsilon$ -NTU:

El método más apropiado para problemas de análisis de intercambiadores de calor es el  $\epsilon$ -NTU. Este análisis consiste en calcular las temperaturas de salida de los fluidos teniendo los datos de temperaturas de entrada, gastos máscos, coeficiente global de transferencia de calor y área de intercambio. En el caso de que las cuatro temperaturas sean conocidas, dos de entrada y dos de salida, resulta más sencillo aplicar el método del  $\epsilon$ -NTU[15].

Un concepto fundamental en este método es el de eficiencia, simbolizado como  $\epsilon$ . La eficiencia se define como el cociente entre el calor transferido real en un intercambiador,  $q$ , y el máximo posible,  $q_{\max}$ .

Ecuación 1.20

$$\epsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$

Ahora bien, ¿cuál es el calor máximo transferible y cómo se calcula? El  $q_{\max}$  es aquel que se alcanza en un intercambiador contracorriente de infinita longitud. En dicho intercambiador se intercambia

la máxima cantidad de energía posible, cosa que sucede cuando uno de los fluidos alcanza la misma temperatura del otro en un mismo punto. Al tener un arreglo de flujo en contracorriente este punto se encontrará en uno de los extremos a una distancia infinita. Este fluido habrá variado su temperatura desde la suya de entrada hasta la de entrada del otro fluido, es decir, las dos temperaturas de entrada:  $T_{h,i}$  y  $T_{c,i}$ . La máxima diferencia de temperaturas que puede experimentar un fluido resulta ser entonces

Ecuación 1.21

$$\Delta T_{\max} = (T_{h,i} - T_{c,i})$$

Pero en este momento surge otra cuestión: ¿cuál de los fluidos será el que experimente dicha variación de temperatura? Debido a la conservación de la energía, el calor que pierda un fluido debe ser exactamente el ganado por el otro. La relación entre la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida y el calor transferido está determinada por la capacitancia de la corriente,  $C$ . Así, el calor transferido puede expresarse como

Ecuación 1.22

$$q = C_{\text{corriente}}(T_{\text{corriente},i} - T_{\text{corriente},o})$$

Si la diferencia de temperaturas que experimenta una corriente es la máxima posible,  $\Delta T_{\max}$ , necesariamente dicha corriente debe ser aquella con la menor capacitancia térmica. Si tomáramos la corriente de mayor capacitancia la diferencia de temperaturas del otro fluido tendría que ser mayor que  $\Delta T_{\max}$  para cumplir con la conservación de la energía, cosa que no es físicamente posible.

Por tanto, la máxima transferencia de calor posible resulta ser

Ecuación 1.23

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

Esta ecuación junto con la definición de eficiencia del intercambiador nos da la expresión para calcular el calor transferido real

Ecuación 1.24

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})$$

El valor de la eficiencia es adimensional y contenido entre cero y uno. Puede demostrarse que solo depende de dos parámetros adimensionales característicos del intercambiador:

Ecuación 1.25

$$\varepsilon = f(NTU, C^*)$$

El primer factor,  $NTU$ , viene del inglés *Number of Transfer Units* y se define como

Ecuación 1.26

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

El segundo factor es  $C^*$ , es la relación entre las capacidades de las corrientes, la capacidad menor va en el numerador y la mayor en el denominador, es decir

Ecuación 1.27

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

La relación entre la eficiencia y los parámetros NTU y  $C^*$  varía para cada configuración de flujo: contracorriente, paralelo, tubo-carcasa con un paso por carcasa, con  $n$  pasos, mezclado, no mezclado, etc. Esta relación puede expresarse de forma analítica con una ecuación o bien encontrarse en gráficas [14].

Por ejemplo, para un intercambiador tubo-carcasa de un paso podemos buscar el valor de la eficiencia en la siguiente gráfica de la figura 1-16 o bien resolver numéricamente la ecuación 1.28 [15].

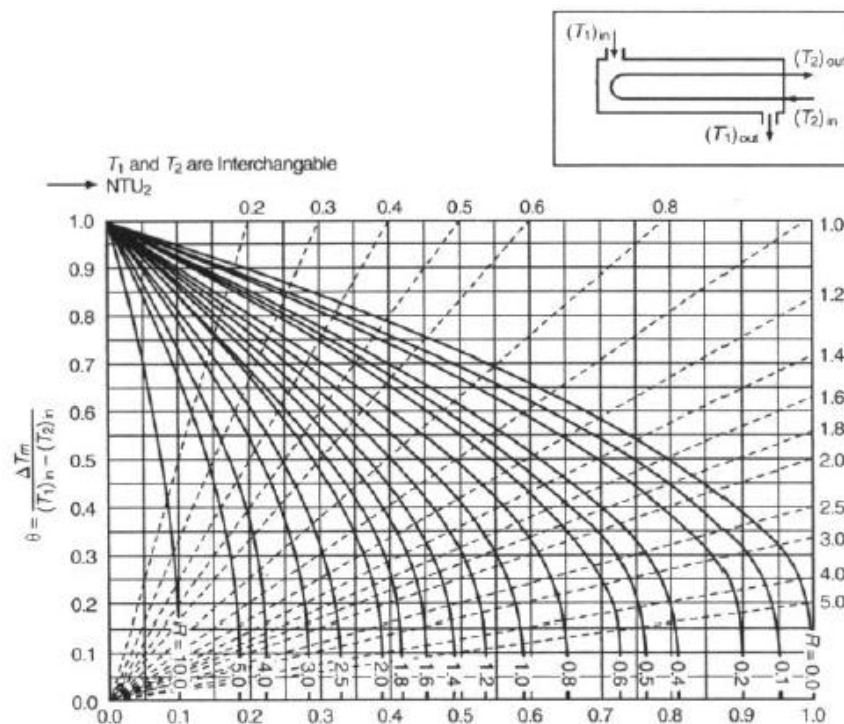


Figura 1-16: Ejemplo de gráfica para calcular la eficiencia del intercambiador [14]

Ecuación 1.28

$$\varepsilon = 2 \left[ 1 + C^* + (1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp \left[ -NTU (1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[ -NTU (1 + C^{*2})^{\frac{1}{2}} \right]} \right]^{-1}$$

Hay un caso especial, válido para cualquier tipo de intercambiador, en el que la ecuación se simplifica bastante. Esto ocurre cuando el valor de  $C^*$  es igual a cero, no obstante, también se puede usar como una buena aproximación cuando una capacitancia es mucho mayor que la otra [15]. Un  $C^*=0$  implica que un fluido permanece a temperatura prácticamente constante mientras que la del otro sí varía sensiblemente. La eficiencia resulta entonces

Ecuación 1.29

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$$

A lo largo de este trabajo emplearemos el método  $\varepsilon$ -NTU en varias ocasiones para calcular el comportamiento de los feedwater heaters, ya que en lo fundamental estos son intercambiadores de calor. Sin embargo, habrá que tener en cuenta algunas particularidades de los FWH por las que las hipótesis anteriormente comentadas dejan de cumplirse y, por tanto, realizar algunas modificaciones al método general aquí explicado.



## 2. FEEDWATER HEATERS

### 2.1 Clasificación

Los feedwater heaters son los equipos fundamentales empleados para implementar procesos de regeneración en las centrales térmicas, tanto convencionales como nucleares. Como ya se ha mencionado en apartados anteriores, entre los beneficios buscados se encuentran la reducción de las irreversibilidades externas en la transferencia de calor en la caldera para aumentar el rendimiento de la central, la disminución de la carga tanto de la caldera como del condensador y la reducción del tamaño de equipos como el economizador [9, 10]. Estos beneficios se alcanzan a base de emplear vapor extraído de la turbina para calentar el agua de alimentación (feedwater) antes de su entrada a la caldera. Este proceso se realiza en los FWH, que son una clase especial de intercambiadores de calor. Como en todos los equipos térmicos, existe una gran variedad de condiciones de temperatura, presión, potencias y tamaños, además de diversos diseños para el proceso de transferencia de calor. Debido a esta variedad es necesaria una clasificación que facilite la comprensión de los FWH.

Existen algunos criterios básicos para dicha clasificación [10, 13, 14]:

#### 2.1.1 Según el contacto entre las corrientes

FWH abierto: La corriente de vapor entrante se mezcla con la del agua de alimentación. Ambas deben encontrarse a la misma presión. Su empleo en el ciclo hace necesaria la instalación de una bomba. Lo más frecuente es que solo haya uno en todo el ciclo para usarlo como deaireador.

FWH cerrado: Estos equipos son básicamente intercambiadores del tipo tubo-carcasa. Las corrientes están separadas por una pared, impidiendo el contacto directo. Las presiones de las corrientes suelen ser diferentes. Es el más común. Suelen incluirse de 6 o 7 unidades por ciclo [8], según la potencia necesaria y otros factores.

En centrales supercríticas y nucleares de gran potencia existe un tipo especial de FWH, el Dúplex, en el que entran dos corrientes de vapor a presiones distintas, además de la del agua de alimentación.

Los FWH cerrados se clasifican a su vez:

#### 2.1.2 Según la orientación

Horizontal: El FWH está diseñado para operar en posición horizontal, tumbado, con poca o ninguna diferencia de altura entre los extremos. Es la posición más frecuente. Sus ventajas son que el control de nivel de condensado es más estable y que la instalación es más sencilla. Su desventaja es que, debido a su tamaño, ocupan mucha superficie de suelo en la planta[10].

Vertical: En ocasiones, por cuestiones de espacio en planta, conviene que los FWH se coloquen en vertical. La instalación y desmontaje son más complicados y la regulación del nivel de vapor condensado debe ser más estricta. Hay dos posibilidades de FWH verticales: con el canal (zona donde está la entrada y salida del agua de alimentación) en la parte de abajo, la más frecuente, o con el canal arriba, que presenta dificultades al tener que sacar el condensado por arriba y por ello es poco usado[10].

### 2.1.3 Según el nivel de presión

Baja presión: El vapor de la carcasa proviene de extracciones en etapas de las turbinas de baja, a menor presión y temperatura, por lo que el equipo está menos exigido. Suelen presentar forma cilíndrica con caras planas.

Alta presión: El vapor entrante se extrae a alta presión y temperatura desde la turbina de alta. Los requerimientos mecánicos y térmicos a los materiales son mayores. Los extremos suelen tener geometría hemisférica para soportar mejor la presión.

### 2.1.4 Según el número de zonas

1 zona: El vapor sufre principalmente un proceso de condensación dentro del FWH, el cual se lleva a cabo en la denominada *zona de condensación* (condensing), que está presente en todos los FWH.

2 zonas: Es típico de FWH de baja presión donde las extracciones son de vapor cercano a la saturación. Aparte de la zona de condensación, existe una parte antes de la salida con una geometría diferente y específica para reducir la temperatura del condensado por debajo de la de saturación. Esta zona se denomina *zona de subenfriamiento* (subcooling).

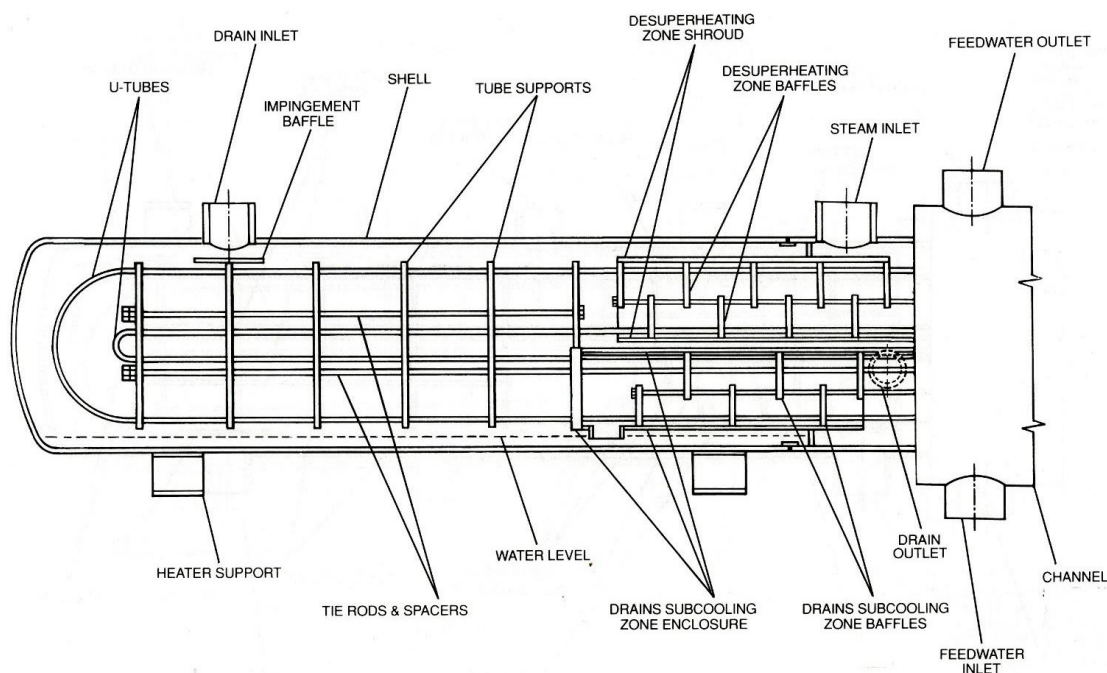


Figura 2-1: Plano de FWH cerrado de alta presión [10]

3 zonas: Es habitual en FWH de alta presión. El vapor entra a una temperatura notablemente superior a la de saturación, por lo que es necesario someterlo a un proceso de desrecalentamiento para que entre a la siguiente zona próximo a la saturación. Para ello se destina una zona diferenciada dentro del FWH denominada *zona de desrecalentamiento*. Al igual que los casos anteriores, también cuenta con una zona de condensación y otra de subenfriamiento[11, 21].

## 2.2 Componentes

A continuación se detallan los diferentes elementos por los que está compuesto un FWH cerrado de tres zonas, un tipo muy frecuente, similar al que se observa en la imagen anterior. Las partes de un FWH no son independientes entre sí, una variación en el diseño de una seguramente afectará al diseño del resto. No es posible aislar el comportamiento de un elemento del de los demás. No obstante, se puede afirmar que las partes más fundamentales de un FWH cerrado son los tubos y la carcasa, que serán los primeros en describirse [9, 11, 19]:

**-Tubos:** Todos los FWH cerrados tienen un haz de tubos dentro del cual fluye el agua de alimentación. Este haz está compuesto de un gran número de tubos, normalmente varias centenas, de unos cuantos centímetros de diámetro, doblados por un extremo en forma de U. Esta "doblez" (tipo U-tube) provoca que el haz comience en un extremo, de media vuelta en el otro y regrese, es decir, un intercambiador de dos pasos por carcasa. Las dimensiones dependen de cada aplicación, aunque es frecuente que alcancen los 10 metros de longitud de un extremo a otro [13]. Estos tubos están colocados según un patrón, con un determinado ángulo y espacio entre ellos que permita que el vapor y el condensado fluyan entre ellos maximizando la transferencia de calor y minimizando las pérdidas de carga [19]. Cada aplicación requerirá de unas velocidades internas, número de tubos, caudales, pérdidas de carga y materiales muy diferentes, por lo que existe gran variedad. Habitualmente se construyen de acero al carbono, cobre, aleaciones de cobre-níquel o de acero inoxidable [11]. Para su diseño hay que tener también en cuenta las expansiones y estrés térmico, así como la resistencia a la corrosión, ensuciamiento y posibilidades de mantenimiento, ya que de ello dependerá la vida útil del equipo.



Figura 2-2: Fotografía de un haz de tubos de tipo U-tube [22]

-**Carcasa:** Alrededor del haz de tubos se encuentra la carcasa por la que fluye el vapor extraído. Esta consiste en un cilindro de chapa con suficiente grosor para aguantar la presión, normalmente hecha de acero al carbono o aleado [11]. La carcasa cuenta usualmente con tres boquillas: una para la entrada del vapor extraído de la turbina, otra para la entrada del drenaje de un FWH de mayor presión y otra para la salida del drenaje del propio FWH, es decir, el condensado ya subenfriado. También realiza la función de soporte para el resto de elementos.

Dentro de la carcasa existen estructuras de soporte para los tubos y otras para guiar y "encerrar" el vapor y el condensado[19]. Estas estructuras tienen el propósito de separar las tres zonas anteriormente mencionadas. La mayor parte del espacio se dedica a la zona de condensación, y a continuación, en el extremo en el que se sitúa la entrada y salida del haz de tubos, se colocan las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento.

La zona de desrecalentamiento se sitúa arriba junto a la salida del agua de alimentación y la de subenfriamiento justo debajo junto a la entrada. Estas zonas con temperaturas tan diferentes están separadas entre sí por placas, que pueden sufrir considerable estrés térmico [13].

Cuando el vapor se condensa al entrar en contacto con el haz de tubos se crea una corriente denominada *condensado*. El condensado se acumula en la parte de abajo de la carcasa inundando parte de los tubos hasta cierto nivel. el nivel de condensado afecta notablemente al desempeño del FWH y por ello debe estar constantemente medido y controlado[8]. La boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento está por debajo del nivel a fin de crear un sello que impida la entrada de vapor. El condensado entra y sube por dicha boquilla por un mecanismo de sifón, que funciona gracias a una presión mayor en la zona de condensación que en la de subenfriamiento [8].

Durante el diseño hay que prestar atención a las expansiones térmicas tanto de la carcasa como de los tubos y a las posibles vibraciones de ambos, que pueden ser muy dañinas [9, 23].

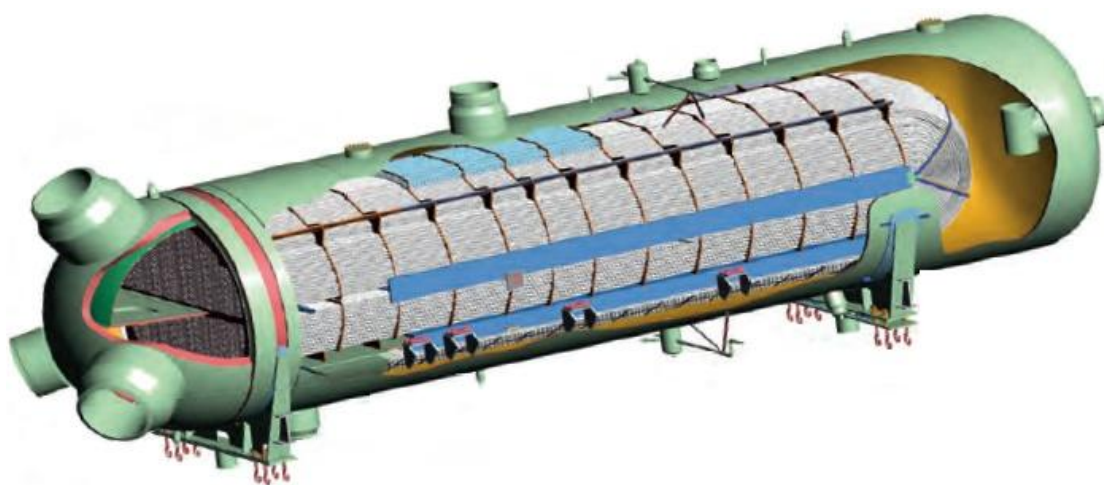


Figura 2-3: Dibujo 3D de FWH. Son claramente visibles la carcasa, placa tubular y el canal [24].

-**Placa porta-tubos:** También llamada placa tubular, consiste en una placa gruesa de acero al carbono o aleado que separa el canal, lugar por donde entra y sale el agua de alimentación, del interior de la carcasa [11, 19]. Esta placa funciona como soporte principal del haz de tubos, que se encuentra fijamente sujeto a ella a través de unos agujeros taladrados con tolerancias muy bajas. A un lado se encuentran las cámaras del canal, una arriba y otra debajo. Aquí es donde viene a parar la corriente de agua de alimentación desde la boquilla de entrada para distribuirse por los tubos (arriba) y donde se recoge desde los tubos para salir fuera del FWH (abajo). Del otro lado se encuentra el espacio interno de la carcasa. Evidentemente estas dos zonas tienen presiones y temperaturas por lo que la placa porta-tubos está sometida a esfuerzos mecánicos y térmicos muy fuertes, y además tiene cientos de agujeros con tubos insertados que deben permanecer absolutamente estancos [23]. Igualmente debe soportar y atenuar las vibraciones que puedan producirse en los tubos, cuanto menor tolerancia tengan los taladros, mayor será la frecuencia de resonancia [23]. Otro fenómeno que debe resistir es la fatiga durante la puesta en marcha y apagado. Para cumplir todos estos requerimientos una placa de un equipo de alta presión tiene un espesor típico de 350 mm [25].



Figura 2-4: Fotografía de placa porta-tubos [22].

- **Baffles:** También llamados deflectores. Son unas placas colocadas entre los tubos para guiar al vapor o condensado que fluye por la carcasa de manera que la distancia recorrida sea significativamente mayor y así aumente el tiempo de residencia en el FWH, favoreciendo la transferencia de calor y aumentando la eficiencia [19]. Los baffles suelen estar colocados en vertical a una cierta distancia entre ellos. El valor de dicha distancia debe ser ajustado con cuidado, ya que si es muy bajo habrá demasiada pérdida de carga y, si es muy alto, la eficiencia disminuirá [19]. Cada una de las tres zonas del FWH tiene su propia distancia entre baffles, tal como se ve en las imágenes y diagramas anteriores. Estas placas deflectoras se agarran a los tubos a través de taladros similares a los de la placa tubular pero con mucha mayor holgura, permitiendo incluso que haya fugas de vapor por los pequeños espacios entre la placa y el tubo [14]. Igualmente funcionan como soportes para mantener sujeto el haz de tubos en las zonas alejadas de la placa tubular. Los



baffles se mantienen separados gracias a unas varillas espaciadoras entre ellos. Además, son el mecanismo más importante para evitar vibraciones, un mal diseño en la posición y espaciado entre baffles puede provocar flujos que favorezcan la aparición de vibraciones [23]. Antes de la construcción del equipo es necesario analizar las posibles vibraciones y conducir la corriente debidamente para no provocarlas.

**-Placas de impacto:** Son unas placas de acero inoxidable colocadas entre las boquillas de entrada y los tubos para protegerlos de la erosión. Es frecuente que las corrientes entrantes accedan al FWH a gran velocidad, por lo que el impacto continuado de dichas corrientes de forma directa sobre los tubos puede producir erosión con el paso del tiempo, provocando fallos en el equipo. Para evitar el impacto sobre los tubos se interponen placas de acero [19].

**-Canal:** También llamado cámara de agua. Son dos espacios separados de la carcasa por la placa porta-tubos. En el superior el agua de alimentación entra al FWH y se distribuye por los tubos del haz y en el inferior se recolecta desde los tubos para que fluya fuera del equipo a través de la boquilla de salida. Existen diversos tipos de canales en función de la presión y necesidades de mantenimiento [19].

**-Dispositivos de mantenimiento y seguridad:** En un FWH, al igual que en otros equipos térmicos de alta presión, existen ciertos dispositivos para evitar accidentes, entre ellos válvulas de sobrepresión en la carcasa, sensores de nivel de condensado, sensores de temperatura, etc. [26] También hay dispositivos para el mantenimiento: válvula de venteo para expulsar los gases no condensables que de manera inevitable se acumulan en la carcasa, puertas para permitir la entrada de operarios para inspección y limpieza, etc. Los trabajos de mantenimiento varían mucho en función del diseño del equipo: unos son desmontables y otros no, unos permiten fácil acceso y otros solo a través de una pequeña compuerta, unos permiten métodos mecánicos y otros necesitan métodos químicos [14].

## 2.3 Operación en condiciones normales

El intercambio de calor se produce entre el fluido caliente que circula por la carcasa (vapor y condensado) y el fluido frío que fluye por el interior de los tubos (agua de alimentación). Al igual que en el resto de intercambiadores se procura que el flujo sea lo más próximo posible a un flujo contracorriente, para aumentar la eficiencia [13]. Por ello los tubos atraviesan primero la zona de subenfriamiento (la más fría), luego recorren la zona de condensación (que se encuentra a la temperatura de saturación) y finalmente pasan a través de la zona de recalentamiento (la más caliente). Tanto en la zona de subenfriamiento como en la de desrecalentamiento el flujo puede considerarse como contracorriente puro. En la zona de condensación, debido al cambio de fase, la temperatura del lado carcasa es prácticamente constante. Estas características son determinantes a la hora de realizar el cálculo de la transferencia de calor.

### 2.3.1 Proceso en la zona de desrecalentamiento

En esta zona el vapor disminuye su temperatura hasta acercarse a la de saturación y el agua de alimentación se calienta notablemente por encima de ella. Un FWH sin una zona de desrecalentamiento, como ocurre con los de baja presión, apenas podrá calentar el agua a temperaturas unos pocos grados superiores a la de saturación [8, 13].

El calor en esta zona se transfiere por diversos mecanismos: desde el vapor hasta la pared externa de los tubos se produce una convección forzada en estado gaseoso, entre ambas paredes de los tubos el calor fluye por conducción, y entre la pared interna y el agua de alimentación se da convección forzada en estado líquido. Hay que recordar que las corrientes circulan en sentidos opuestos, en contracorriente.

La zona de desrecalentamiento se encuentra aislada del resto de la carcasa por paredes y por placas porta-tubos de bajas tolerancias que no permiten fugas, así se evita el posible estrés térmico [9]. También contiene sus propios baffles y las barras de éstos para guiar a la corriente.

Como el vapor es un gas, su densidad es muy pequeña, por ello hasta un gasto másico pequeño se traduce en un gran caudal. Este gran caudal de vapor implica que las velocidades del flujo dentro de esta zona de la carcasa serán muy elevadas. Si una parte del vapor, aunque sea muy pequeña, llegara a condensar se formarían gotitas de líquido que impactarían con mucha fuerza contra tubos y baffles causando daños. Para evitar este problema hay que asegurarse de que nunca se forma condensado en la zona de desrecalentamiento. Puesto que el FWH no va a operar siempre en condiciones de diseño, es conveniente dimensionar esta zona de manera que el vapor salga de ella a una temperatura superior a la de saturación y así evitar cualquier riesgo [13, 21]. Este margen de seguridad se denomina *calor residual*. El vapor, ya cerca de la saturación, terminará de enfriarse en la zona de condensación.

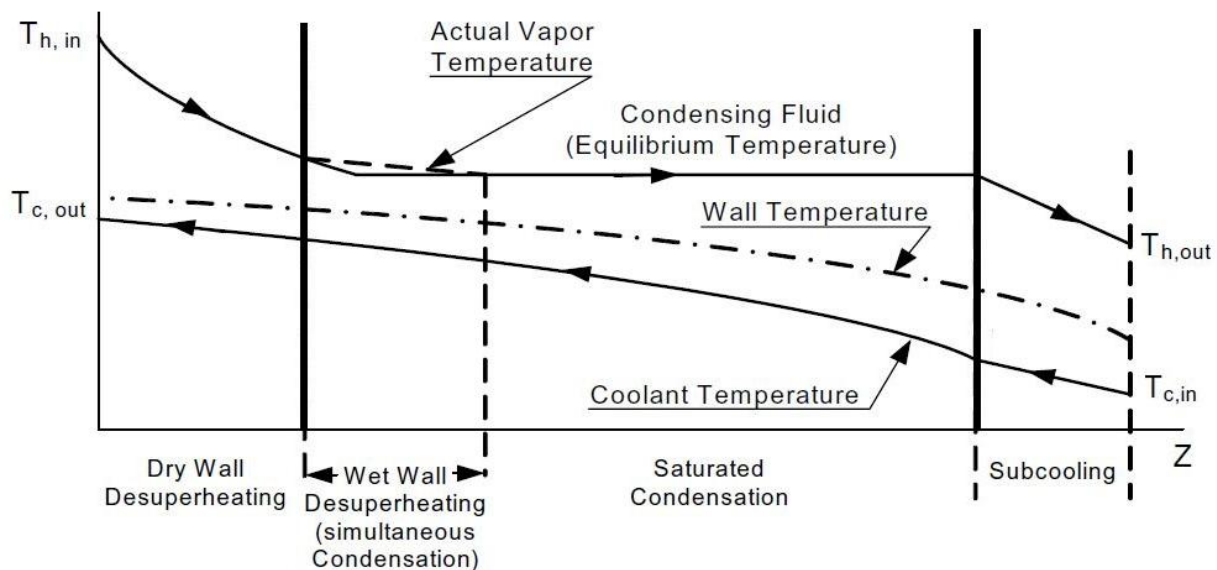


Figura 2-5: Distribución de temperaturas en un FWH de tres zonas [14]

### 2.3.2 Proceso en la zona de condensación

En esta zona el vapor cede primero el calor residual y luego el latente durante la condensación. La temperatura en el lado de la carcasa permanece constante, por ser un cambio de fase, mientras se cede una gran cantidad de energía. La mayor parte de la superficie de tubos se encuentra en esta zona, la temperatura de su superficie y del agua de alimentación van aumentando a medida que se aproximan a la zona de desrecalentamiento [10].

La transferencia de calor se produce por los mismos mecanismos que en la zona anterior, excepto en la superficie externa de los tubos, donde se da convección con cambio de fase. Este último mecanismo es muy eficaz, alcanzándose resistencias térmicas muy bajas. La mayor limitación para el flujo de calor se encuentra en la convección forzada de líquido y conducción en los tubos. Para que el FWH conserve su eficiencia hay que evitar la suciedad y corrosión en el interior de los tubos mediante limpiezas periódicas y tratamiento del agua de alimentación [13, 17].

A esta zona de la carcasa no sólo entra el vapor que viene de la zona de desrecalentamiento, es muy frecuente que también se introduzca el drenaje de otro FWH a mayor presión. Este drenaje suele estar formado por una mezcla de vapor y líquido en saturación que se combinan perfectamente con los que ya están en la carcasa. Para evitar que la corriente del drenaje cause erosión se colocan las ya mencionadas placas de impacto.

El vapor que cambia de fase en la superficie de los tubos junto con la parte líquida del drenaje va cayendo y se acumula en el fondo de la carcasa para luego entrar a la zona de subenfriamiento. Se permite que suba el nivel hasta inundar algunos tubos y se mantiene bajo control. Una subida o bajada excesiva del nivel de condensado causaría una bajada del rendimiento o incluso pondría en peligro el equipo [13]. Más adelante en este trabajo se explicarán en detalle el efecto del nivel sobre la operación del FWH.

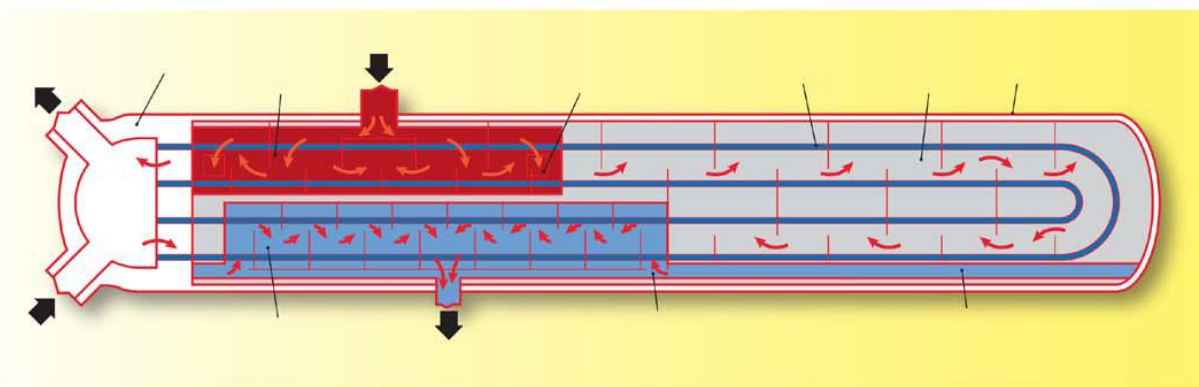


Figura 2-6: Diagrama de las corrientes en un FWH de tres zonas[8]



### 2.3.3 Proceso en la zona de subenfriamiento

Esta es la zona más fría del FWH, donde el condensado se enfría por debajo de la temperatura de condensación y el agua de alimentación comienza a calentarse. En condiciones de diseño los dos fluidos están en estado líquido, fluyendo en contracorriente. Esta zona se separa del resto de la carcasa mediante placas de chapa y una placa porta-tubos de baja tolerancia que impiden que entre vapor. Sin embargo, al ser metálicas, dejan pasar algo de calor que debe tenerse en cuenta en cálculos precisos [9].

La parte con mayor riesgo de fuga de vapor a la zona de subenfriamiento es la boquilla de entrada. Para impedirlo se coloca la boquilla en la parte inferior, varios centímetros por debajo del nivel de condensado, creando un sello de agua líquida. El condensado o drenaje sube como en un sifón por la diferencia de presión. Una vez dentro se guía con los baffles de la zona para aumentar su tiempo de residencia y, finalmente, sale por otra boquilla en la pared de la carcasa, próxima a su extremo [13]. En la siguiente imagen se puede apreciar en detalle la geometría de la zona de subenfriamiento.

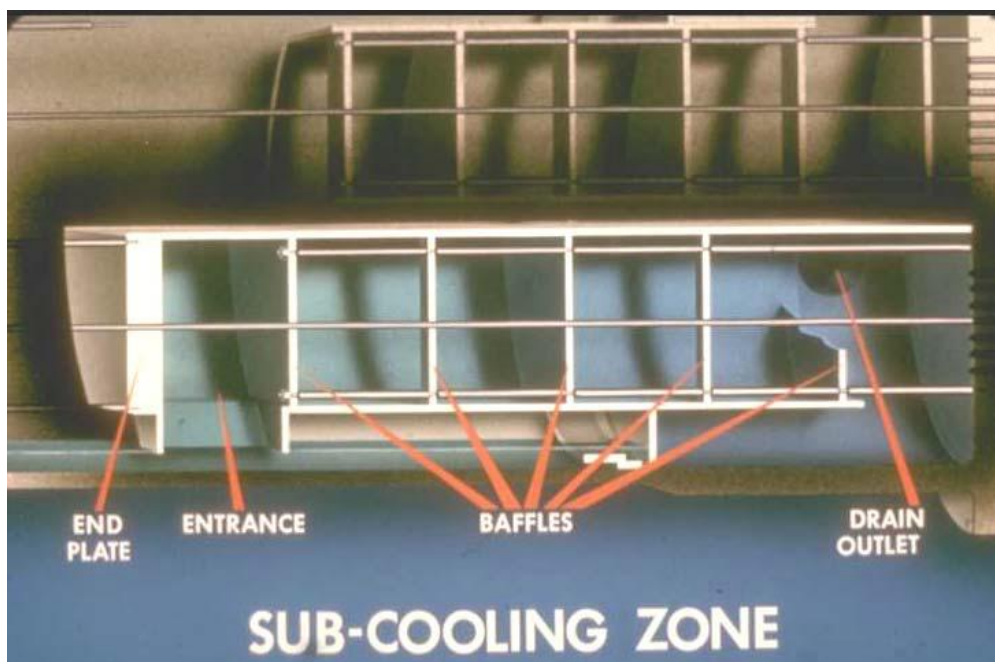


Figura 2-7: Sección longitudinal de la zona de subenfriamiento [9]

Esta segunda imagen corresponde al plano de un corte transversal del FWH por la parte de la boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento. Se observa claramente la geometría que permite que se de el efecto sifón. Están marcados los niveles de condensado normal, mínimo y máximo.

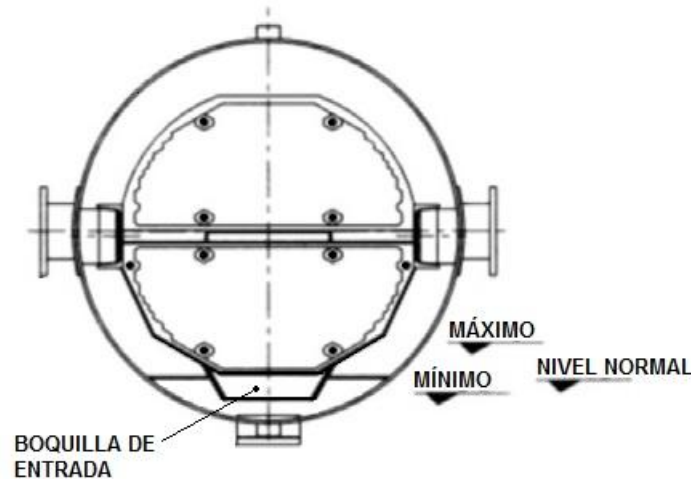


Figura 2-8: Sección transversal de un FWH por la entrada de la zona de subenfriamiento [27]

## 2.4 Dos indicadores de las condiciones del proceso: DCA y TTD

La operación de un FWH está determinada por un gran número de parámetros variables cuyos valores deben encontrarse dentro de un cierto rango para garantizar un buen funcionamiento. Sin embargo, destacan dos que influyen totalmente en la eficiencia y en la seguridad y que se emplean como indicadores de la actuación del FWH. Son la DCA y la TTD [13].

### 2.4.1 DCA

El nombre viene del inglés *Drain Cooler Approach*. Se define como la diferencia entre la temperatura de entrada del agua de alimentación y la de salida del condensado. Siguiendo la notación de la figura 2-5:

Ecuación 2.1

$$DCA = T_{h,out} - T_{c,in}$$

Su valor depende del nivel de condensado, por lo que se usa como un indicador. Habitualmente se encuentra en torno a los 5°C a fin de mantener estable el nivel de líquido dentro de la carcasa. Un incremento de la DCA significa que el nivel ha bajado. En ese caso habrá que cerciorarse de que la boquilla de la zona de subenfriamiento permanece sumergida y de que ninguna válvula de bypass se ha quedado abierta o tiene fugas. Un descenso de la DCA indica que el nivel de condensado ha crecido, siendo necesario corregirlo. Para bajar el nivel se dispone de una válvula de emergencia que permite descargar condensado directamente en el deaireador o condensador [8, 28].

### 2.4.2 TTD

Las siglas proceden del inglés *Terminal Temperature Difference*. Se llama así a la diferencia entre la temperatura de saturación y la de salida del agua de alimentación. Puede ser negativa o positiva. Siguiendo la notación anterior:

#### Ecuación 2.2

$$TTD = T_{saturacion} - T_{c,out}$$

Es un buen indicador de la condición de la transferencia de calor. Una TTD alta es síntoma de un mal intercambio de calor y pérdida de eficiencia. Si los valores son bajos puede considerarse que el FWH opera correctamente.

En los equipos de baja presión, que no cuentan con zona de desrecalentamiento, la TTD suele ser de 0°C, ya que no hay posibilidad de calentar el agua de alimentación por encima de la temperatura de saturación del vapor de la carcasa. En los equipos de alta presión la TTD es negativa, llegando a valores entre los -1.5 y -3 °C [8, 13].

## 2.5 Cálculo convencional de un FWH

Los cálculos de FWH se pueden realizar fácilmente empleando las ecuaciones de intercambiadores de calor que se han expuesto en apartados anteriores pero siguiendo un método ligeramente diferente. Hay dos tipos de cálculo: el de análisis y el de diseño. El análisis tiene el propósito de predecir cómo será el proceso en un equipo concreto del que ya conocemos sus dimensiones, materiales y condiciones de entrada (no así las de salida) de los fluidos. En cambio, el fin del diseño es establecer cómo debe ser un equipo para que se intercambie una determinada potencia entre dos determinados fluidos que entran y salen en las condiciones requeridas por el ciclo de potencia. En este trabajo nos limitaremos a cálculos para analizar los FWH, ya que el fin es evaluar modelos matemáticos de los equipos. Para diseñar es necesario contar ya con un modelo y para validar dicho modelo es necesario comparar los resultados experimentales con los obtenidos teóricamente a partir de él. En cualquier caso, los principios que se expondrán a continuación son válidos tanto para análisis como para diseño.

La primera y principal diferencia entre el cálculo de un FWH y la de un intercambiador de calor normal es que ya no es admisible la hipótesis de un coeficiente global de transferencia de calor constante a lo largo de todo el equipo. A medida que las corrientes atraviesan el FWH van variando enormemente los mecanismos de transferencia de calor: en una parte es convección en un gas, en otra condensación y en otra convección en líquido. Por tanto, sería un error grave asumir que el valor de  $U$  permanece constante.

Aunque no se cumpla una de las hipótesis de las ecuaciones de los intercambiadores normales se puede modificar el método de cálculo de manera que sigan siendo útiles. La clave es modelar el FWH como si se tratara de tres intercambiadores de calor distintos pero consecutivos, uno para cada zona. En cada uno de estos intercambiadores se hallan las propiedades de los fluidos y el calor intercambiado de manera independiente, modelando el proceso propio de cada zona [13, 29].

El análisis de cada zona se realiza como en un intercambiador normal:

Primero hay que obtener las resistencias térmicas a partir de las correlaciones adecuadas. Por ejemplo, para la convección en los tubos se suele usar la de Dittus-Boelter, en las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento se puede emplear la de Kern y para la condensación en el banco de tubos resulta útil la de Nusselt. Estas correlaciones se pueden encontrar fácilmente en la bibliografía: [14, 15, 20, 29].

A partir de las resistencias térmicas se hallan los  $U$ , uno por cada zona.

El siguiente paso es calcular la potencia térmica transferida entre fluidos. En este punto hay que tomar una decisión: aplicar el método  $\epsilon$ -NTU o emplear directamente el resultado de un intercambiador contracorriente, es decir la ecuación 1.18 [13].

En las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento las corrientes fluyen prácticamente a contracorriente y la condensación es un mecanismo de transferencia de calor tremendamente eficaz, por tanto, la ecuación de un intercambiador de calor a contracorriente es una buena aproximación para cada una de las zonas. Esta opción tiene las ventajas de que no se necesita buscar ningún dato en tablas y que es matemáticamente sencilla.

Para aplicar el método  $\epsilon$ -NTU hay que disponer de las tablas que relacionen  $\epsilon$ , NTU y  $C^*$  o, en su lugar, ecuaciones que suelen ser complejas. A pesar de esta dificultad añadida es un método usado con frecuencia [27].

Para incluir el efecto del drenaje que entra a la carcasa desde otro FWH a mayor presión se crean dos nuevas corrientes que se combinan con la de la extracción [13]. Se asume que el drenaje es una mezcla de agua y vapor saturados, la relación entre el gasto másico de vapor y el total del drenaje es la denominada calidad del vapor ( $x$ ). La parte de vapor se suma a la corriente de vapor saturado que ha de condensarse, mientras que la parte de agua líquida se suma a la corriente de condensado que entrará a la zona de subenfriamiento. A continuación se muestra una representación de las corrientes del FWH.

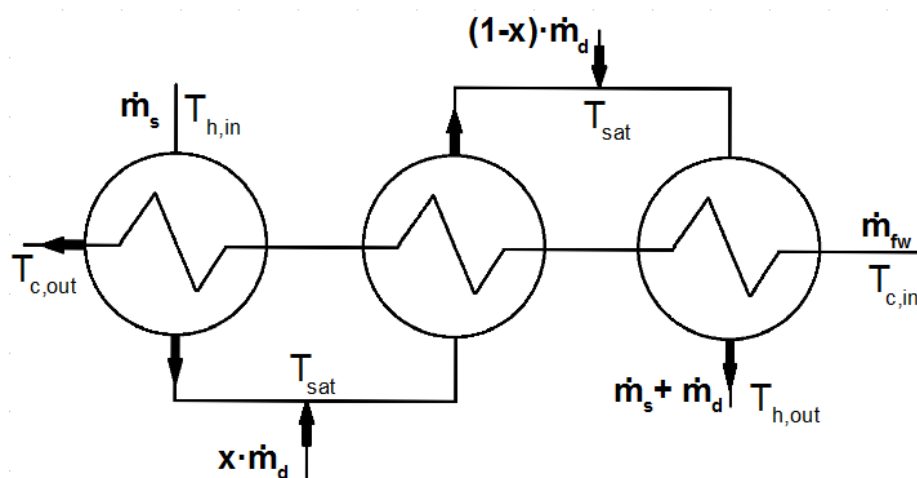


Figura 2-9: Esquema del modelo de intercambiadores de calor para el cálculo de un FWH de tres zonas con entrada de drenaje. Elaboración propia a partir de [13]

En la imagen se distinguen los tres intercambiadores de calor y las distintas corrientes que los atraviesan. La corriente fría de agua de alimentación, con un gasto másico  $\dot{m}_{fw}$ , fluye consecutivamente por las tres zonas. La corriente extraída de la turbina, con un gasto másico  $\dot{m}_s$ , pasa primero por la zona de desrecalentamiento, luego se combina con la parte de vapor del drenaje y atraviesan la zona de condensación. Al condensado resultante se le suma la parte líquida del drenaje y cruzan la zona de subenfriamiento. El gasto másico del drenaje es  $\dot{m}_d$ , para hallar el gasto de vapor basta con multiplicarlo por  $x$ , mientras que para el de líquido se multiplica por  $1-x$ .

Para finalizar la exposición del cálculo convencional de un FWH trataremos otra de sus peculiaridades: el calor residual que tiene el vapor al salir de la zona de desrecalentamiento. Para calcularlo se necesita un criterio para decidir a qué temperatura saldrá el vapor de dicha zona. Aquí suponemos que la salida se produce en el punto donde la temperatura de la pared externa de los tubos es igual a la de saturación del vapor [29]. Esto puede expresarse como

#### Ecuación 2.3

$$h_s(T_h - T_{sat}) = U_s(T_h - T_c)$$

donde  $T_h$  es la temperatura de salida buscada,  $T_c$  la temperatura de entrada del agua de alimentación a la zona de desrecalentamiento y  $T_{sat}$  la temperatura de saturación.  $U_s$  y  $h_s$  son los coeficientes de transferencia de calor global y de convección, respectivamente, calculados para la esta zona.

También debe cumplirse el balance de energía en la zona de desrecalentamiento

#### Ecuación 2.4

$$\dot{m}_v c_{p,v}(T_{h,in} - T_h) = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,out} - T_c)$$

donde  $\dot{m}_v$  y  $\dot{m}_c$  son los gastos másicos de vapor y agua de alimentación,  $c_{p,v}$  y  $c_{p,c}$  los calores específicos de ambos fluidos,  $T_{h,in}$  y  $T_{c,out}$  las temperaturas conocidas de los fluidos y  $T_h$  y  $T_c$  las temperaturas desconocidas cuyo valor estamos buscando.

Las ecuaciones 2.3 y 2.4 pueden combinarse para eliminar  $T_c$  y despejar  $T_h$  [29], resultando esta última

#### Ecuación 2.5

$$T_h = \frac{T_{sat} - \frac{U_s}{h_s}(T_{c,out} - T_{h,in}C)}{1 - \frac{U_s}{h_s}(1 - C)}$$

donde

$$C = \frac{c_{p,v}\dot{m}_v}{c_{p,c}\dot{m}_c}$$

Aquí concluye el método convencional de cálculo. Existen varias formas de mejorar el modelo, ajustándolo más a la realidad para aumentar la exactitud de los resultados. Entre las mejoras se encuentran:

- Considerar las pérdidas de carga de ambas corrientes a lo largo de su paso por el equipo. El efecto más importante de la disipación de energía por fricción en los fluidos no es termodinámico sino mecánico. A la hora de proyectar un equipo para una planta es fundamental calcular la curva de pérdida de carga del FWH.
- Tener en cuenta las pérdidas al exterior. Como en todos los intercambiadores de calor la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el interior del equipo genera un flujo de calor. Cuanto mayor sea la temperatura de trabajo del FWH mayor será la relevancia de estas pérdidas, disminuyendo el rendimiento real respecto al calculado con el modelo convencional.
- Tener en cuenta el flujo de calor entre zonas. Las zonas están separadas entre sí para impedir fuga de fluido de una a otra, pero no se encuentran térmicamente aisladas, por lo que hay transferencia de energía entre ellas. El lugar donde más importancia tiene este fenómeno es en la frontera entre la zona de desrecalentamiento (la más caliente) y la de subenfriamiento (la más fría), aquí existe el riesgo de que el condensado subenfriado se caliente de nuevo. Si esto sucediera podrían aparecer problemas parecidos a los de un nivel insuficiente de condensado, como cavitación y flashing, además de una reducción de la eficiencia [11].

También existen otras formas más complejas de modelar el FWH que requieren del uso de un ordenador y métodos numéricos avanzados. En estos modelos se discretiza el equipo en muchos elementos en los que se aplica un conjunto de ecuaciones similar al aquí explicado [29].

## 2.6 Modelo propuesto por Jian-qun Xu et al. para condiciones normales

En febrero de 2014 se publicó un artículo (referencia [3] de la bibliografía) sobre la influencia del nivel de condensado en la actuación de los FWH escrito por Jian-qun Xu, de la Southeast University de Nanjing (China), junto a otros autores. En este artículo proponen un modelo para el funcionamiento de FWH en condiciones normales y otro con bajo nivel de líquido, evalúan la validez de dichos modelos con datos experimentales y finalmente extraen algunas conclusiones sobre la influencia del nivel en el rendimiento de los FWH.

Al igual que el HEI, reconocen que el nivel óptimo de condensado no tiene por qué ser el especificado por el fabricante, sino que varía dependiendo de la carga de la turbina. Para encontrarlo el HEI recomienda realizar un test que relacione la DCA con el nivel de condensado, que se explicará en apartados posteriores. En cambio, Xu y sus compañeros prefieren obtener la relación entre tres variables: la carga de la turbina, el nivel y la TTD, y a partir de ella encontrar el

nivel óptimo. Mencionan que diversos autores han elaborado distintos métodos para calcular valores óptimos de TTD, pero consideran que no se ajustan correctamente a la realidad o que solo son aplicables a un número limitado de situaciones. Por ello, han creado y publicado este nuevo método que supuestamente supera ambos problemas, para establecer el nivel de condensado apropiado en cada condición.

Habría sido muy interesante comparar de forma directa el modelo de Xu con el convencional detallado en el apartado anterior, pero no es posible debido a que no contamos con algunos datos fundamentales sobre el FWH empleado por los autores del artículo. Diciéndolo en pocas palabras: No se ha podido calcular un mismo FWH con ambos métodos a la vez. Las razones son las siguientes:

- El artículo no da información alguna sobre la geometría, materiales y dimensiones del FWH usado para validar el modelo, por tanto, no puede aplicarse el método convencional al FWH de los autores.

- El modelo de Xu parte de datos experimentales obtenidos de un FWH real en varias condiciones de carga. No es suficiente con tener un FWH "teórico". La realidad es que no contamos con un equipo real cuyas dimensiones sí nos sean conocidas y en el que además podamos realizar las pruebas para conseguir datos. Por tanto, no se han podido aplicar los dos métodos a ningún equipo.

A continuación se expone el modelo de Xu et al., creado para un FWH de alta presión, tres zonas, sin entrada de drenaje en la carcasa y en posición horizontal, funcionando con un nivel de condensado normal.

Al igual que en el modelo convencional, el FWH se describe como un conjunto de tres intercambiadores de calor consecutivos, uno por cada zona.

Para evitar errores emplearemos la misma nomenclatura que el artículo, que puede verse en la siguiente imagen

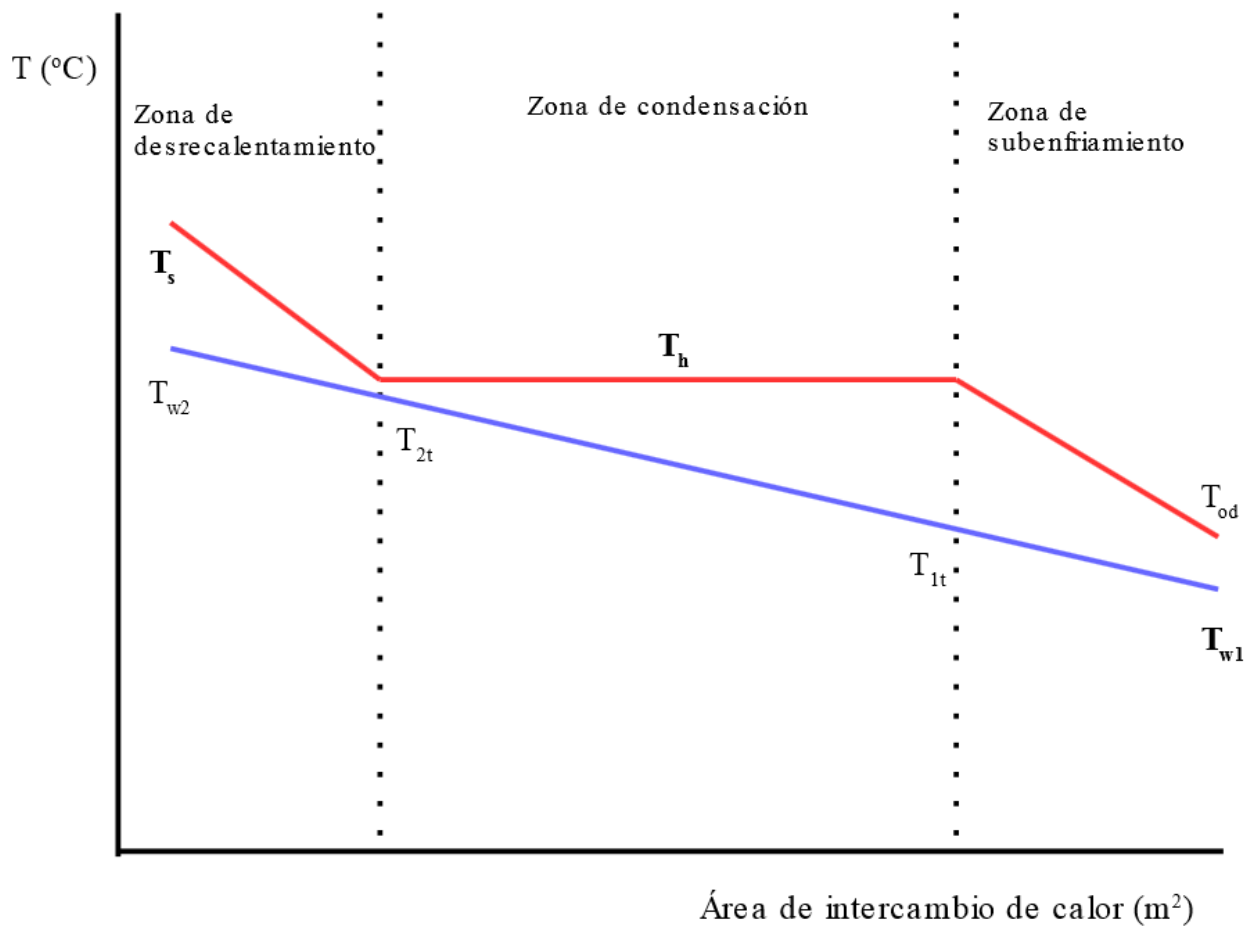


Figura 2-10: Esquema de la distribución de temperaturas en el FWH del modelo de Xu. Elaboración propia basada en [3]

Tal como se observa en la gráfica, en este modelo se ha despreciado el calor residual, por lo que la temperatura de salida de la zona de desrecalentamiento será la de saturación. Así, con la temperatura de sólo siete puntos, queda resuelto el modelo. De estas siete habrá que conocer tres para poder realizar el análisis del FWH, las cuales están escritas en negrita en la imagen.

Los indicadores de la actuación del equipo TTD y DCA se expresan, por tanto, como

Ecuación 2.6

$$TTD = T_h - T_{w2}$$

Ecuación 2.7

$$DCA = T_{od} - T_{w1}$$

### 2.6.1 Zona de subenfriamiento

Aquí el intercambio de calor se realiza entre dos corrientes de agua líquida.



En el artículo se propone el empleo del método  $\varepsilon$ -NTU para encontrar la potencia térmica transferida. Con el NTU hallamos la eficiencia, y con ésta se obtiene una de las temperaturas de salida. Con las temperatura de entrada y salida de uno de los fluidos ya tendríamos la potencia intercambiada.

Recordamos que para hallar el valor del NTU es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor, U. Este coeficiente se calcula normalmente a partir de las resistencias térmicas o con correlaciones más directas propuestas por el HEI. Sin embargo, estos autores emplean un método con análisis dimensional basado en un artículo de R. M. Laskowski [30].

Los autores afirman que en la zona de subenfriamiento la transferencia de calor depende básicamente del gasto másico de las corrientes y la temperatura media del agua. Mediante análisis dimensional deducen que el valor del NTU solo depende de la relación entre los gastos másicos de ambas corrientes y de dos parámetros adimensionales cuyo valor se obtiene de manera experimental.

Tras realizar pruebas en su propio FWH, Xu et al. determinan que el valor NTU de la zona de desrecalentamiento puede describirse en función de  $G_s/G_w$  con una ecuación lineal

Ecuación 2.8

$$NTU = C_1 \frac{G_s}{G_w} + C_2$$

donde  $G_s$  y  $G_w$  son los gastos másicos de las corrientes de condensado y agua de alimentación respectivamente.  $C_1$  y  $C_2$  son dos parámetros adimensionales obtenidos mediante un ajuste de mínimos cuadrados sobre los datos experimentales. En el FWH con el que trabajaron estos autores ambos parámetros tienen un valor de

$$C_1 = -23.388$$

$$C_2 = 3.422$$

Una vez hallado el valor de NTU se calcula la eficiencia y se despeja la temperatura de salida del condensado,  $T_{od}$ . Para ello el artículo propone usar la ecuación de un intercambiador contracorriente simplificada (con  $C^*=0$ ), que resulta ser la ecuación 1.29, pero al realizar este trabajo se ha comprobado que con dicha ecuación no se puede encontrar ninguna solución al modelo, así que se emplea la variante no simplificada. De esta ecuación despejamos  $T_{od}$ .

Ecuación 2.9

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1-C^*)]} = \frac{T_h - T_{od}}{T_h - T_{w1}}$$

donde

$$C^* = \frac{C_s}{C_w}$$

Combinando la ecuación del balance de energía y la de la potencia intercambiada a contracorriente, es decir, igualando la  $q$  de la ecuación 1.18 con la de la 1.5, se deduce

Ecuación 2.10

$$\frac{[(T_h - T_{1t}) - (T_{od} - T_{w1})]}{\ln \frac{(T_h - T_{1t})}{(T_{od} - T_{w1})}} NTU = T_h - T_{od}$$

que se resuelve numéricamente para encontrar  $T_{1t}$ .

La ecuación que falta es la del balance de energía en toda la zona de subenfriamiento

Ecuación 2.11

$$G_s c_{p,s} (T_h - T_{od}) = G_w c_{p,w} (T_{1t} - T_{w1})$$

donde  $c_{p,s}$  y  $c_{p,w}$  son los calores específicos medios del condensado y el agua de alimentación respectivamente, que se calculan a partir de las entalpías específicas en los extremos de esta zona

Ecuación 2.12

$$c_{p,s} = \frac{h(T_h) - h(T_{od})}{(T_h - T_d)}$$

Ecuación 2.13

$$c_{p,w} = \frac{h(T_{1t}) - h(T_{w1})}{(T_{1t} - T_{w1})}$$

Para resolver esta parte del modelo es necesario iterar, el algoritmo se describe a continuación:

1. Se supone un valor inicial para  $G_s$ ,  $c_{p,s}$  y  $c_{p,w}$
2. Se calcula el valor NTU con la ecuación 2.8
3. Se calcula el valor de  $T_{od}$  con la ecuación 2.9
4. Se calcula el valor de  $T_{1t}$  con la ecuación 2.10
5. Se calculan nuevos valores para  $c_{p,s}$  y  $c_{p,w}$  con las ecuaciones 2.12 y 2.13
6. Se calcula un nuevo valor de  $G_s$  con la ecuación 2.11

Estos pasos se repiten hasta que el valor de  $G_s$  llegue a converger con la tolerancia deseada, se recomienda que sea menor de 0.01.

### 2.6.2 Zona de condensación

Esta zona se resuelve de manera similar a la anterior, pero sin necesidad de iterar. Se emplea también el método  $\varepsilon$ -NTU y, dado que ocurre un cambio de fase, es adecuado asumir la hipótesis de  $C^* = 0$ . Así que la eficiencia resulta

Ecuación 2.14

$$\varepsilon = \frac{T_{2t} - T_{1t}}{T_h - T_{1t}} = 1 - \exp(-NTU)$$

Para encontrar el valor de NTU se emplea también el análisis dimensional. Xu y sus compañeros asumen que el coeficiente de convección en el lado de los tubos depende del gasto másico de agua de alimentación,  $G_w$ ; mientras que en el lado de la carcasa, donde se produce condensación por película, depende principalmente de la presión de saturación,  $p_h$ , y de la aceleración de la gravedad,  $g$ . Empleando análisis dimensional deducen que el NTU puede expresarse como una función de  $G_w$  y  $p_h$ , junto a dos parámetros adimensionales cuyo valor se determina empíricamente.

Después de realizar las pruebas en su FWH, los autores afirman que el NTU de esta zona se puede calcular en función de  $G_w/p_h$  con una nueva ecuación lineal

Ecuación 2.15

$$NTU = C_1 \frac{G_w}{p_h} + C_2$$

donde los parámetros adimensionales toman un valor de

$$C_1 = 0.0064$$

$$C_2 = 0.9478$$

Una vez que se conoce el NTU puede despejarse la temperatura de salida del agua de alimentación de la ecuación 2.14

Ecuación 2.16

$$T_{2t} = T_h - (T_h - T_{1t})\exp(-NTU)$$

### 2.6.3 Zona de desrecalentamiento

En esta última zona ya no es necesario analizar la transferencia de calor, ya que conocemos todas las temperaturas excepto la de salida del agua de alimentación, la cual puede despejarse de un balance de energía

Ecuación 2.17

$$T_{w_2} = T_{2t} + \frac{G_s(h_s - h_h)}{G_w c_{p,w}}$$

#### 2.6.4 Cálculo con Matlab para nivel normal

El código creado para implementar el método de Xu para nivel normal se puede dividir en tres partes o secciones: en la primera se introducen los datos, en la segunda se programan los cálculos, que se ejecutan en varias iteraciones, y en la tercera se presentan los resultados. A continuación trataremos cada una de estas secciones con más detenimiento.

##### 2.6.4.1 Primera sección

En la primera sección se preparan las variables necesarias para el resto del programa. Estas variables realizan diversas funciones: controlar el flujo del programa, almacenar el valor de diversas constantes, establecer las temperaturas y presiones conocidas y una de las tareas más delicadas, proporcionar los valores para la primera iteración.

Como se ha explicado en el apartado anterior, los valores del gasto másico de vapor,  $G_s$ , y de los resultados que de él dependen se calculan de forma iterativa, es decir, ejecutando una parte del código una y otra vez. Así, se parte de un valor inicial que se aproxima en cada repetición al valor exacto. Cuando se acerca lo suficiente se para de iterar. La condición de parada consiste en que la diferencia entre un valor calculado en una iteración y la siguiente sea menor que cierta cantidad denominada tolerancia. Este hecho de que una variable se aproxime cada vez más a su valor exacto se denomina *convergencia*.

Por desgracia, no siempre es posible obtener un resultado final, ya que no siempre los valores convergen. Los factores que determinan si una variable termina convergiendo después de cierto número de iteraciones son difíciles de controlar. La convergencia no sólo depende del valor inicial de  $G_s$ , el resto de parámetros y constantes también influyen. A base de prueba y error se pueden identificar los intervalos en los que debe situarse el valor inicial de  $G_s$  para que el método iterativo funcione y se obtenga una solución. Estos intervalos suelen estar comprendidos entre el cero y una cantidad positiva, por ejemplo, entre 0 y 40 kg/s. Esta cantidad está definida para unas temperaturas de entrada concretas, por tanto, cambiará en función de éstas y del resto de parámetros.

La resolución del resto de ecuaciones se realiza de forma numérica mediante funciones especializadas de Matlab. Estas funciones también necesitan valores iniciales para las incógnitas. Después de un trabajo laborioso de ensayo y error se han encontrado valores que funcionan siempre que las condiciones del FWH no se alejen mucho de las normales (temperaturas de saturación entre 240 y 300°C)

##### 2.6.4.2 Segunda sección

En la segunda sección es donde se programa el algoritmo propiamente dicho. Paso a paso se calculan cantidades, se resuelven ecuaciones y se almacenan los resultados para después representarlos gráficamente.

Se han aprovechado todo lo posible las funciones de las bibliotecas incluidas en Matlab para las operaciones matemáticas. Para el cálculo de las propiedades termodinámicas de agua líquida y vapor se ha empleado la biblioteca XSteam.

Conseguir que el programa funcionara ha sido muy costoso, fundamentalmente la zona de subenfriamiento. El artículo de Xu propone usar la ecuación 1.29 en vez de la 2.9 para relacionar el NTU con la eficiencia de manera más simple, sin embargo se ha comprobado que esta ecuación no es apropiada. Si se emplea la ecuación 1.29, la temperatura  $T_{1t}$  obtenida al resolver la ecuación 2.10 resulta idéntica a  $T_{w1}$ . Por ello, aunque los cálculos sean más complejos, se ha decidido no utilizar la variante simplificada.

Aunque el código definitivo sí es capaz de llegar a una solución, no parece adecuado aceptarla como válida. Es verdad que los valores del gasto másico de vapor y otras variables acaban convergiendo. Sin embargo, el valor final hacia el que convergen varía en función del valor inicial, aun manteniendo fijos el resto de parámetros. Por ejemplo, si el valor inicial dado a  $G_s$  es de 20 kg/s el resultado final es de 20.2 kg/s. ¿Podría considerarse este resultado como correcto? En ninguna manera, puesto que si ejecutamos de nuevo el programa dando esta vez a  $G_s$  un valor inicial de 25 kg/s, el gasto másico resultante es de 25.19 kg/s. Una solución válida no puede depender del valor con el que se comienza a iterar.

Se ha revisado el código una y otra vez en busca de errores, pero no se ha encontrado la causa de estos resultados. En el artículo de Xu se explica cómo han validado su modelo, mostrando también gráficas con los resultados teóricos y experimentales y se ve que ambos se ajustan bastante bien. Sin embargo, al usar sus ecuaciones se han obtenido resultados distintos. Después de repasar el código en detalle y en numerosas ocasiones se puede asegurar que se ha programado correctamente el modelo propuesto por Xu.

Las soluciones calculadas resultan ser extremadamente dependiente de los valores de las propiedades térmicas de los fluidos, especialmente del calor específico a presión constante. Un problema del artículo es que apenas da detalles de cómo y, sobre todo, cuándo se actualizan los valores de dichas propiedades. Actualizar un valor antes o después que otro puede afectar significativamente a la convergencia de los resultados. Por ejemplo, ¿en qué punto habría que calcular los nuevos valores de los  $C_p$ ? ¿Antes o después de obtener  $T_{1t}$ ? No calcular las propiedades en el orden adecuado es probablemente la causa del mal funcionamiento del modelo de nivel normal de condensado.

Como ya se ha mencionado, las propiedades termodinámicas del agua líquida y vapor se obtienen de funciones contenidas en la biblioteca XSteam. Como es sabido, en un sistema termodinámico monocomponente en equilibrio, con que sean conocidas solo dos propiedades termodinámicas ya

se pueden calcular el resto. Así, las funciones de esta biblioteca aceptan dos propiedades conocidas como argumentos y devuelven la tercera. Sin embargo, solo unas pocas propiedades pueden ser usadas como argumentos: temperatura, presión, entropía, entalpía y en algún caso el título de vapor. Al resolver el modelo de Xu, hay ocasiones en las que las propiedades conocidas no están entre las mencionadas. En estos casos hay que recurrir a métodos iterativos para encontrarlas, aumentando la complejidad del código y la posibilidad de cometer errores. Para el cálculo de sistemas térmicos en proyectos de la vida real sería conveniente emplear bibliotecas de propiedades térmicas mucho más versátiles, aunque no sean gratuitas.

Igualmente existe la posibilidad algún tipo de errata en el artículo, aunque no se considera probable. Dado que se proporcionan numerosos parámetros obtenidos experimentalmente, no sería algo muy sorprendente que alguno haya sido mal escrito durante la redacción del documento, aún una sola cifra incorrecta puede echar a perder los resultados de todo el modelo.

### 2.6.4.3 Tercera sección

Esta parte del código sirve para dibujar la gráfica con la distribución de temperaturas de ambas corrientes. En la siguiente gráfica se muestra el resultado.

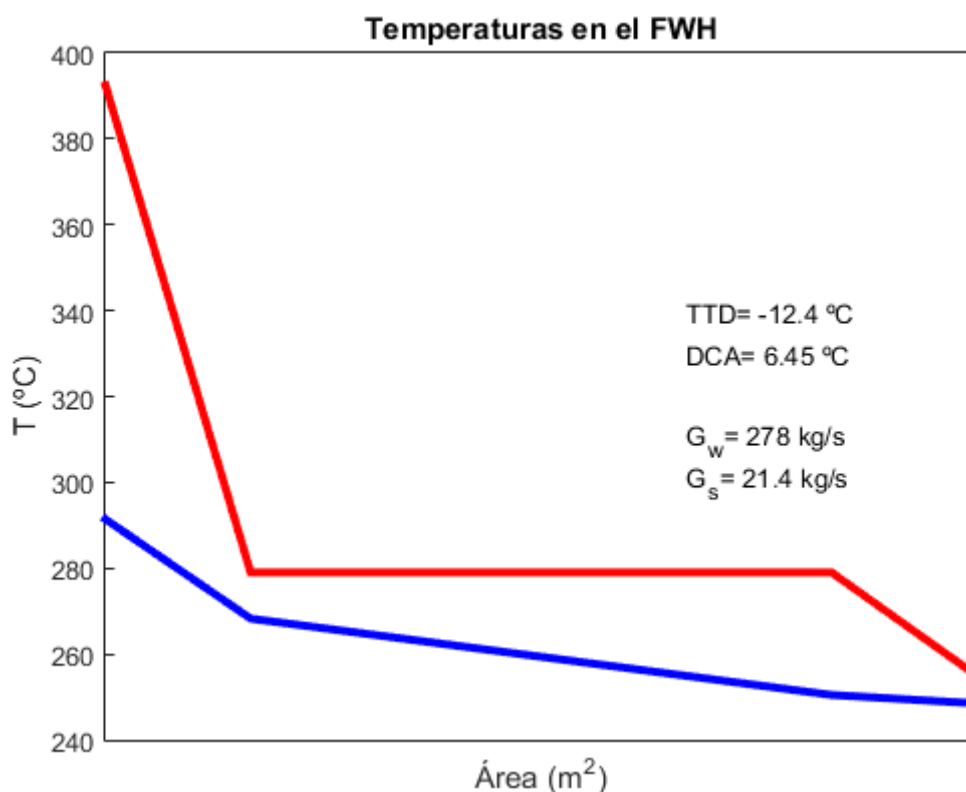


Figura 2-11: Distribución de temperaturas en el FWH con nivel normal calculado en Matlab

La distribución de temperaturas representada no es estrictamente real. El modelo de FWH empleado sólo permite conocer las temperaturas en las entradas y salidas de cada zona, no la distribución de temperaturas en el interior. Las distribuciones internas se han aproximado con líneas rectas trazadas entre las temperaturas de los extremos, que sí son conocidas.

Con respecto al eje de abscisas, puede observarse que no cuenta con escala numérica. Esto se debe a que el artículo no da detalle alguno sobre la superficie de intercambio de calor del FWH que pretenden modelar y, por tanto, el valor de las áreas es meramente cualitativo. No se ha considerado apropiado dibujar la escala numérica del área por ser los valores falsos, sin utilidad para el cálculo.

## 3. OPERACIÓN CON BAJO NIVEL DE CONDENSADO

### 3.1 Problemas de un nivel de condensado inadecuado

El nivel de condensado afecta directamente a la transferencia de calor en el FWH que a su vez influye en la eficiencia de la central y por tanto en su rentabilidad. Igualmente, debido a un nivel inapropiado en la carcasa, pueden aparecer daños a diversos equipos de la planta que, además de las pérdidas económicas, suponen un riesgo para los operarios. A continuación se detallan las consecuencias de una mala regulación de dicho nivel, primero en la situación de un exceso de condensado y después en caso de que sea demasiado bajo.

#### 3.1.1 Problemas de un nivel excesivo

Las subidas del nivel de condensado pueden ser leves y lentas, por ejemplo las causadas por una mala regulación, provocada a su vez por una lectura inexacta de los sensores, o pueden ser muy rápidas e inundar la carcasa en pocos segundos, por ejemplo cuando hay un bloque en el conducto del drenaje o cuando existe una rotura de algún tubo.

Las subidas leves tienen consecuencias en el rendimiento del FWH, ya que una parte de los tubos destinada a la condensación se encuentra cubierta de agua y el intercambio de calor se produce de manera menos eficaz. Estas situaciones no entrañan peligro, no obstante, la disminución en la eficiencia puede suponer importantes pérdidas económicas a largo plazo [11].

Las subidas repentinas sí son peligrosas. Si no se frena la inundación del FWH a tiempo hay riesgo de que líquido o mezcla de líquido-vapor suba de vuelta por el conducto de la extracción y entre en la turbina. La existencia de condensado en la turbina resulta muy problemática y puede causar daños graves a la máquina [25].

Los niveles altos pueden detectarse a través de la TTD y DCA. La TTD aumenta su valor ligeramente y la DCA disminuye [8].

#### 3.1.2 Problemas de un nivel insuficiente

Cuando el nivel de condensado es demasiado bajo es relativamente fácil causar daños al equipo, y además disminuye el rendimiento. Los motivos de un bajo nivel pueden ser un fallo en la regulación, una rotura en el conducto de drenaje o incluso la apertura innecesaria de la válvula de emergencia.



Si la bajada de nivel es pequeña simplemente habrá una mayor superficie de tubos expuesta al vapor, que causará temperaturas superiores a las de diseño y los tubos sufrirán un desgaste prematuro [8].

Un descenso del nivel más grave causará un mal funcionamiento del sello de la boquilla de entrada de la zona de subenfriamiento. Si el nivel se aproxima al extremo de la boquilla se provocará una fuga de vapor hacia el interior de dicha zona, tanto mayor cuanto más bajo sea el nivel. La zona de subenfriamiento está destinada a un flujo de fase líquida, una corriente de una mezcla vapor-líquido causaría una severa erosión además de vibraciones [11].

La entrada de vapor a la zona de subenfriamiento afectará también al proceso de transferencia de calor, entorpeciendo, resultando en una menor cesión de energía al agua de alimentación y una pérdida de eficiencia.

Igualmente se aumenta el riesgo de fenómenos de evaporación indeseada en los conductos del drenaje. Entre ellos están la cavitación, que favorece la erosión y el desgaste, y el flashing, que provoca un flujo bifásico. Un flujo de este tipo ocasionaría vibraciones, bloqueos y problemas en las bombas hidráulicas que se encuentren aguas abajo.

En un FWH de tres zonas una bajada de nivel se detecta fácilmente midiendo la DCA: puesto que un menor intercambio de calor causará un menor subenfriamiento del drenaje, la temperatura de salida de éste será mayor, aumentando así la DCA. Debido a los fallos que pueden darse en los sensores de nivel, el estándar del HEI recomienda monitorizar el nivel de manera indirecta a través de la DCA [11]. Para ello se realiza un test en el FWH del que se extrae la relación entre el nivel y la DCA. Esta relación se representa gráficamente, resultando una curva similar a la mostrada a continuación.

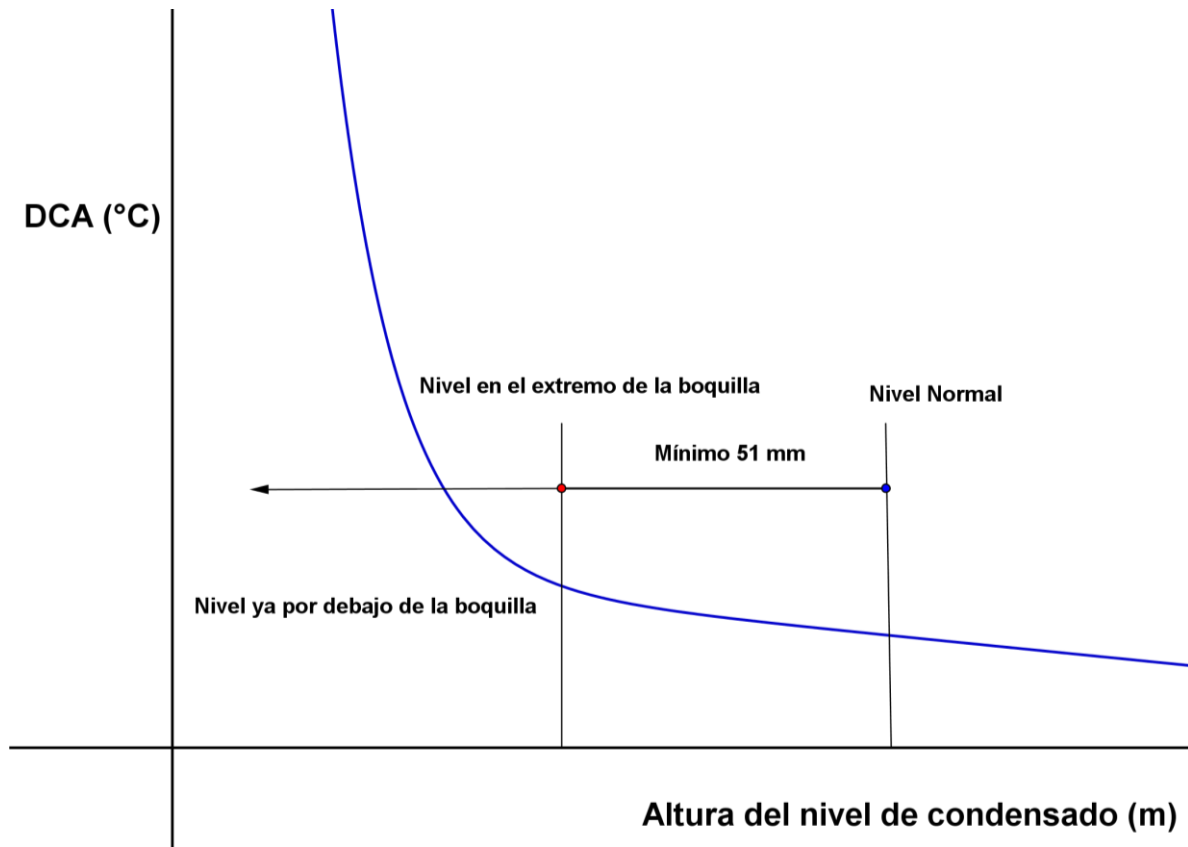


Figura 3-1: Gráfica de la relación entre el nivel de condensado y la DCA. Elaboración propia basándose en [11].

En la gráfica mostrada se observa claramente como un descenso leve del nivel causa un pequeño aumento de la DCA. Una vez que el condensado se encuentra en el extremo de la boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento se produce un gran aumento de la fuga de vapor hacia el interior de dicha zona , disparando el valor de la DCA.

Los niveles bajos también provocan una disminución de la TTD, sin embargo, esta variación es mucho menor que la que se da en la DCA [8].

El estándar del HEI recomienda fijar el nivel normal al menos dos pulgadas (51 mm) por encima de la entrada de la boquilla a fin de mantener la DCA, y por tanto también la eficiencia, con un valor adecuado [11].

### 3.2 Regulación del nivel de condensado

Como hemos visto el nivel de condensado es un aspecto crítico para el correcto funcionamiento de un FWH. Para mantenerlo dentro de un rango apropiado debe estar constantemente monitorizado y ajustado automáticamente cuando aparezca alguna desviación. Con este propósito se instalan reguladores [25, 31].

### 3.2.1 Dispositivos de control

Cada FWH cuenta con dos válvulas para controlar la salida del condensado. Una es la *válvula normal de drenaje*, que se usa en condiciones normales, el condensado que la atraviesa ha sido ya subenfriado y se conduce hacia la carcasa de otro FWH de menor presión o, en el caso del último FWH de la cascada, hasta el condensador. La otra se denomina *válvula de emergencia* y permite extraer el drenaje, en caso de un aumento rápido de nivel, directamente hasta el condensador sin atravesar el resto de la cascada de equipos [32].

Estas válvulas deben dimensionarse correctamente para garantizar la seguridad y la eficiencia. El drenaje se encuentra a una temperatura relativamente próxima a la de saturación, si se provoca una caída de presión excesiva el agua se evaporara causando riesgo de erosión de los conductos y válvulas. Por ello hay que prever y evitar fenómenos de cavitación y flashing que pueden aparecer fácilmente cuando la corriente se acelera o pierde presión a su paso por una válvula [26].

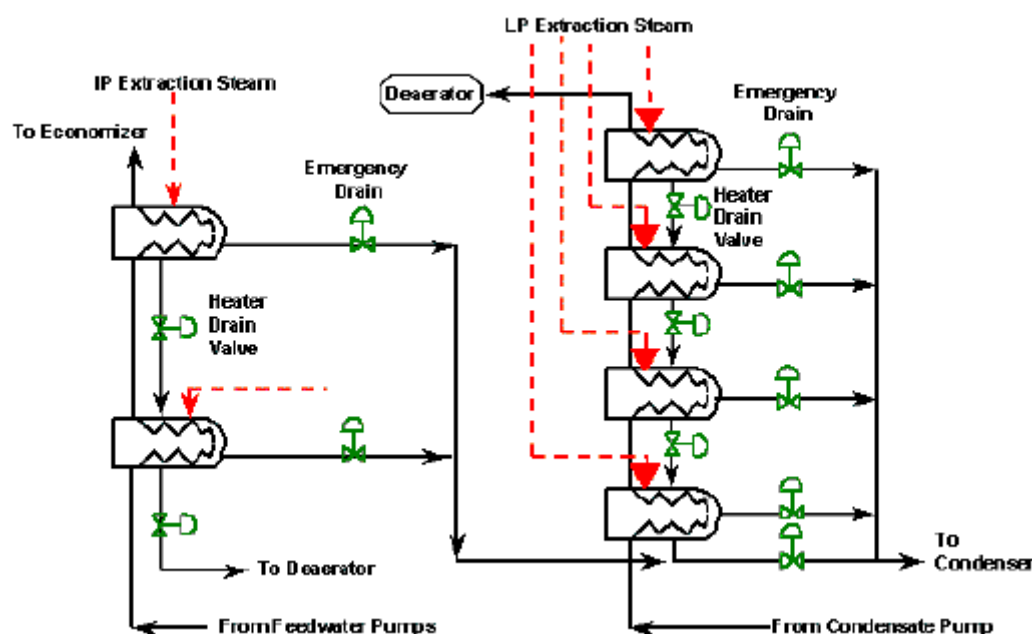


Figura 3-2: Esquema de una cascada de FWH [32]

La válvula normal de drenaje está controlada por un sistema regulador y es la principal encargada de proporcionar un nivel de condensado adecuado. Es necesario que el regulador sea preciso y esté bien ajustado, en caso contrario se puede reducir la potencia producida por el ciclo en 0.5 a 5 MW [32].

La válvula de emergencia solo debe abrirse cuando se active un aviso por nivel muy alto. El resto del tiempo dicha válvula permanecerá cerrada y es conveniente revisarla para evitar que aparezcan pequeñas fugas de condensado, ya que se perdería energía y, por tanto, eficiencia del ciclo [32]. En equipos con un medidor mal calibrado o con un aviso que se active a niveles no muy altos el drenaje de emergencia se activará con más frecuencia de la necesaria, lo que supone una pérdida de rendimiento. Las variaciones de carga cotidianas de la turbina provocan subidas y bajadas

transitorias del nivel, es importante ajustar el regulador para que no reaccione ante ellas como si fueran emergencias peligrosas [11].

Aunque no interfiera con el nivel de condensado, conviene comentar que también existe una válvula anti-retorno para vapor y líquido en el conducto que lleva el vapor extraído desde la turbina hasta el FWH. En situaciones en las que la carga de la turbina desciende muy rápido puede aparecer una diferencia de presiones que favorezca el regreso de vapor y líquido desde el FWH. La válvula anti-retorno sirve para aislar y proteger a la turbina en esas circunstancias [25].

Para regular el nivel existen varias opciones de tecnologías, aunque todas comparten el mismo principio de funcionamiento: un elemento sensor produce una señal que modifica la apertura de la válvula de drenaje a través de un actuador [31]. Es común que se instalen los sistemas sensores por duplicado para disminuir riesgos [25].

Las cuatro tecnologías básicas de reguladores en FWH son [31]:

**-Mecánica:** Se detecta el nivel de condensado mediante un flotador dentro de la carcasa o en una cámara externa. La apertura de la válvula se maneja con una palanca enganchada a dicho flotador de manera que ante una desviación del nivel fijado el caudal del drenaje se modifica para corregir la situación. Este no es un sistema muy preciso.

**-Neumática:** La válvula de drenaje se controla con un flujo de aire modulado por un desplazador que se mueve siguiendo el nivel de líquido. Este método proporciona bastante precisión.

**-Eléctrica:** En este sistema el flotador se mueve en una cámara externa a la carcasa moviendo con él un potenciómetro que variará una señal eléctrica. Esta señal se lleva a un motor actuador en la válvula de drenaje, controlando el grado de apertura con precisión.

**-Electrónica:** Este tipo de regulador, más reciente, está formado por un sistema sensor que envía datos a un controlador electrónico que, a su vez, envía una señal a un motor en la válvula de drenaje. Los sensores suelen medir el nivel mediante diferencias de presión entre la parte superior e inferior de la carcasa, aunque hay otros que emplean ultrasonidos o un radar de onda guiada. Estos sistemas tienen la ventaja de ser programables, pudiendo elegir el nivel del FWH sin necesidad de modificar físicamente el regulador.

### 3.2.2 Dificultades en la medición del nivel

No es extraño que una central opere con menos rendimiento del que podría por culpa de unos FWH con nivel inapropiado causado por una mala medición de dicho nivel. Es imposible que un regulador funcione correctamente si no cuenta con información precisa sobre el nivel real en cada momento. Si la medida que transmiten los sensores no es la real el nivel se mantendrá estable pero con un valor inapropiado, a veces con falsas alarmas que activan el drenaje de emergencia, en ambas situaciones con pérdida de rendimiento y dinero [8].

Las fuentes de error en los sensores suelen ser la antigüedad y la mala calibración, especialmente después de haber apagado y puesto en marcha el equipo. Sin embargo, existen errores casi inevitables que son intrínsecos a cada tecnología [8].

Los sensores que dependen de un flotador o desplazador se suelen instalar en una cámara externa separada de la carcasa pero abierta al líquido y vapor, denominada cámara bypass. Se asume que el flotador se moverá junto con el nivel en la carcasa pero no tiene porqué ser siempre así.

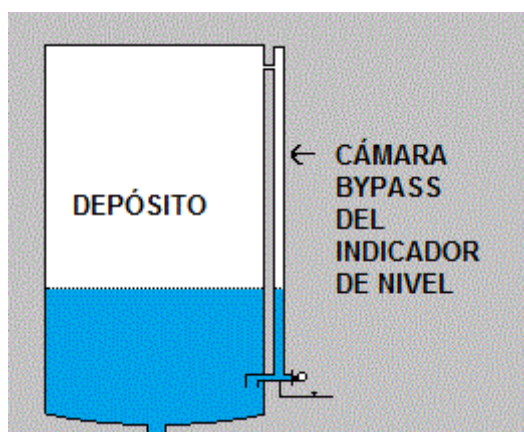


Figura 3-3: Diagrama de un depósito con indicador de nivel visual. Modificado a partir de [33].

A veces las tomas de dicha cámara externa se encuentran en medio de una zona con mucha corriente, debido a que el fluido está en movimiento la presión estática es diferente a la de una zona de remanso, causando que el nivel en la cámara no sea el mismo que el de la carcasa.

Otras veces, el vapor que entra a la cámara bypass, más fría, empieza a condensar, creando una corriente dentro de la cámara que impedirá medir el nivel correcto. Cuanto más grande sea la distancia entre la carcasa y la cámara, mayor será el error de la medición [11].

Si el conducto que une la cámara con la carcasa por la parte inferior se bloquea total o parcialmente el sensor marcará un nivel de líquido mayor que el real. Esto puede suceder por la sedimentación acumulada con el paso del tiempo, por una válvula a medio abrir o por burbujas de aire o vapor atrapadas en dicho conducto [11].

También hay que tener en cuenta la velocidad de reacción de un sensor ante un cambio repentino. Si un sensor tarda demasiado en dar la medición correcta o el controlador se retrasa en dar la orden a la válvula de drenaje, es posible que aparezcan oscilaciones permanentes del nivel, es decir, el nivel sube y baja sin que el movimiento acabe por amortiguarse.

Puesto que siempre hay un riesgo de medir erróneamente el nivel de condensado, es muy útil haber obtenido previamente la relación del nivel con la DCA, tal como recomienda el HEI [11].

### 3.3 Modelo propuesto por Jian-qun Xu et al. para bajo nivel de condensado

Una vez detallado cómo calcular un FWH funcionando con un nivel de condensado adecuado, el artículo de Xu [3] continúa con el modelo para la operación cuando el nivel es insuficiente.

La principal diferencia de este modelo con el anterior es que tiene en cuenta en los cálculos la entrada de vapor hacia dentro de la zona de subenfriamiento. El FWH se sigue calculando como tres intercambiadores consecutivos, de los cuales sólo el de la zona de subenfriamiento es diferente a los del modelo para nivel normal.

#### 3.3.1 Zona de subenfriamiento

El mecanismo de transferencia de calor en el interior de los tubos es prácticamente el mismo que con nivel normal; en cambio, la convección externa necesita una nueva forma de cálculo. La diferencia está el efecto de la fuga de vapor dentro de esta zona.

Para calcular qué proporción del gasto másico del drenaje corresponde a condensado o a vapor, se emplea la relación entre dos áreas contenidas en una sección transversal del FWH en el punto de entrada a la zona de subenfriamiento. En dicho punto se encuentra la boquilla de entrada a una distancia  $H$  del eje de la carcasa, la cual tiene un radio  $R$ ; y a una distancia  $L$  de la boquilla se encuentra la superficie del líquido. El espacio entre la boquilla y el líquido está ocupado por vapor. Pueden verse con más claridad en la siguiente imagen

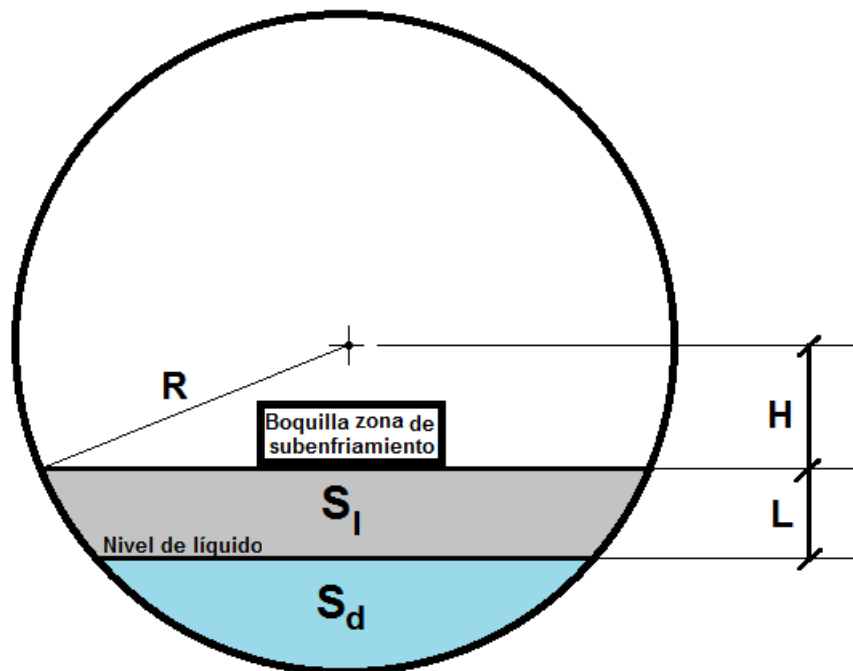


Figura 3-4: Sección transversal de FWH con bajo nivel de condensado por la boquilla de entrada a la zona de subenfriamiento

El área  $S_d$  está ocupada por líquido, se puede calcular con

Ecuación 3.1

$$S_d = \frac{\pi R^2}{2} - (H + L)\sqrt{R^2 - (H + L)^2} - R^2 \arcsin\left(\frac{H + L}{R}\right)$$

El área  $S_l$  está ocupada por vapor y para calcularla se emplea la ecuación

Ecuación 3.2

$$S_l = \frac{\pi R^2}{2} - H\sqrt{R^2 - H^2} - R^2 \arcsin\left(\frac{H}{R}\right) - S_d$$

El gasto másico de la fuga de vapor,  $G_l$ , se obtiene de

Ecuación 3.3

$$G_l = G_s \frac{S_l\left(\frac{\nu_w}{\nu_s}\right)}{\left[S_l\left(\frac{\nu_w}{\nu_s}\right) + S_d\right]}$$

donde  $G_s$  es el gasto másico total extraído de la turbina, mientras que  $\nu_w$  y  $\nu_s$  son los volúmenes específicos (el inverso de la densidad) del líquido y del vapor, respectivamente.

Contando con el vapor, el NTU se expresa ahora como

Ecuación 3.4

$$NTU = \frac{UA}{(G_s - G_l)c_{p,cond} + G_l c_{p,vap}}$$

donde  $c$  y  $c$  se refieren al calor específico del líquido (condensado) y del vapor.

El balance de energía se modifica y queda como

Ecuación 3.5

$$[(G_s - G_l)c_{p,cond} + G_l c_{p,vap}](T_h - T_{od}) = G_w c_{p,w}(T_{1t} - T_{w1})$$

Combinando las ecuaciones 1.29, 3.4 y 3.5 se obtienen las ecuaciones para hallar  $T_{1t}$  y  $T_{od}$

Ecuación 3.6

$$T_{1t} = T_{w1} + \frac{[(G_s - G_l)c_{p,cond} + G_l c_{p,vap}][1 - \exp(-NTU)](T_h - T_{w1})}{G_w c_{p,w}}$$

Ecuación 3.7

$$T_{od} = T_h - [1 - \exp(-NTU)](T_h - T_{w1})$$

A diferencia del modelo para nivel normal, aquí no se emplea análisis dimensional para calcular el NTU. Hay que conocer el área y calcular el valor de U a partir de las resistencias térmicas.

Para la convección dentro de los tubos los autores recomiendan [3] usar la correlación de Dittus-Boelter y para la convección externa emplean la correlación de Zhukauskas para flujo cruzado en un banco de tubos. Ambas correlaciones se encuentran con facilidad en bibliografía sobre transferencia de calor [14, 15, 20].

Para las resistencias de ensuciamiento se dan valores fijos propuestos en [3]. Una vez conocidas las resistencias térmicas de convección, conducción y ensuciamiento se calcula el coeficiente global de transferencia de calor para la zona de subenfriamiento, U, mediante la ecuación 1.3. El valor de U se halla de manera iterativa a partir de un valor inicial.

El algoritmo de la zona de subenfriamiento está contenido en otro mayor que incluye el resto del FWH que será descrito más adelante.

### 3.3.2 Zona de condensación

Los cálculos para esta zona son idénticos a los explicados en el capítulo anterior para el modelo de nivel de condensado normal. Recordamos que consistían en aplicar el método  $\epsilon$ -NTU. Para ello se obtenía el valor de NTU mediante una función lineal (ecuación 2.15) obtenida por análisis dimensional junto a un ajuste de mínimos cuadrados a datos experimentales del FWH concreto. Después se calculaba el valor de  $T_{2t}$  con la ecuación 2.16.

No obstante, ahora se emplea la zona de condensación para encontrar un nuevo valor de  $G_s$  para continuar la iteración. Este nuevo valor de  $G_s$  se despeja de un balance de energía en esta zona, resultando en la ecuación

Ecuación 3.8

$$G_s = \frac{G_w c_{p,w} (T_{2t} - T_{1t})}{h_h - h_l}$$

donde  $h_h$  es la entalpía específica del vapor saturado y  $h_l$  la del agua líquida saturada.

### 3.3.3 Zona de desrecalentamiento

Igual que ocurría con la zona de condensación, la zona de desrecalentamiento se calcula de manera idéntica que en el modelo de nivel normal de condensado. Simplemente hay que despejar la temperatura de salida del agua de alimentación,  $T_{w2}$ , con un balance de energía: ecuación 2.17.



### 3.3.4 Descripción del algoritmo

Ya se han expuesto los cálculos necesarios en cada zona, así que podemos describir el algoritmo para el cálculo del FWH completo:

1. Suponer un valor inicial de  $G_s$
2. Calcular las áreas  $S_d$  y  $S_l$  con las ecuaciones 3.1 y 3.2
3. Calcular el gasto másico de vapor que entra en la zona de subenfriamiento,  $G_l$  con la ecuación 3.3
4. Suponer un valor inicial de  $U$
5. Calcular el NTU para la zona de subenfriamiento con la ecuación 3.4
6. Hallar  $T_{1t}$  y  $T_{od}$  con las ecuaciones 3.6 y 3.7
7. Contando con las temperaturas del punto anterior, calcular las resistencias térmicas con las correlaciones apropiadas
8. Obtener un nuevo valor de  $U$  con la ecuación 1.3. Si la diferencia entre el  $U$  supuesto y el nuevo es mayor a la tolerancia requerida, sustituir el primero por el nuevo y volver al paso 5; en caso contrario, continuar con el paso 9
9. Calcular NTU para la zona de condensación con la ecuación 2.15
10. Calcular  $T_{2t}$  con la ecuación 2.16
11. Calcular un nuevo valor de  $G_s$  con la ecuación 3.8. Si la diferencia entre el valor supuesto y el nuevo es mayor que la tolerancia requerida, sustituir el antiguo por el nuevo y volver al paso 3; en caso contrario, continuar con el paso 12
12. Calcular  $T_{w2}$  con la ecuación 2.17

### 3.3.5 Cálculo con Matlab para bajo nivel

De la misma forma que el código de Matlab para nivel normal, éste también está dividido en tres secciones. En la primera se introducen los datos, en la segunda se realizan los cálculos y en la tercera se presentan gráficamente los resultados. SE describen todas a continuación:

#### 3.3.5.1 Primera sección

Esta sección contiene los parámetros, variables conocidas y valores iniciales necesarios para los cálculos de la segunda sección. Es notablemente más extensa que la primera sección de nivel normal. Esto se debe a que se añaden datos sobre la geometría de la carcasa y de los tubos, condiciones de flujo en los tubos y muchas propiedades térmicas tanto del condensado como del vapor en la zona de subenfriamiento.

Los datos de temperaturas y presiones conocidas se obtienen de la tabla 1 del artículo de Xu [3]. Sin embargo, como ya se ha comentado antes, este artículo no dice nada sobre la geometría de tubos y carcasa. Por esta razón, la mayor parte de los datos de la geometría de la zona de subenfriamiento se han obtenido del artículo de M. Álvarez-Fernández et al. [27]; solo hay dos parámetros que se han elegido arbitrariamente: la superficie de intercambio y la velocidad del condensado en la zona de subenfriamiento, aunque se ha procurado que sean realistas.

### 3.3.5.2 Segunda sección

El programa se ciñe al algoritmo propuesto por Xu que descrito en el apartado anterior, no se ha cambiado ninguna de las ecuaciones. Se han aprovechado los valores iniciales del código de nivel normal, añadiendo los necesarios para el cálculo iterativo del coeficiente global de transferencia de calor de la zona de subenfriamiento,  $U$ . La tolerancia empleada ha sido de 0.01 kg/s para  $G_s$  y de 0.001 W/m<sup>2</sup>K para  $U$ . La actualización de los valores de casi todas propiedades térmicas se ha incluido entre el paso 6 y 7. La de los valores de los volúmenes específicos se realiza entre los pasos 1 y 2, mientras que los calores específico del agua de alimentación de cada zona se calculan justo antes de las ecuaciones donde se emplean.

Como era de esperar, la mayor influencia del nivel de condensado se da en la transferencia de calor en la zona de subenfriamiento. Los coeficientes de convección internos y externos de esta zona dependen directamente de propiedades térmicas y fluidodinámicas de los fluidos como densidad, conductividad térmica o viscosidad. Los valores de estas propiedades son difíciles de determinar, ya que, como recordaremos, la corriente del lado de la carcasa consiste en una mezcla de agua líquida y vapor. Parte del vapor se condensa a medida que la mezcla cede calor a los tubos, originando una gran variación de las propiedades a lo largo de la zona.

El modelo aquí tratado no contempla la evolución de las propiedades térmicas dentro de una misma zona, sino que requiere de un valor medio que se considera constante. Para elegir este valor no sólo habría que tener cuenta la existencia de un flujo bifásico en estado de saturación cuyo título de vapor va disminuyendo al recorrer la carcasa, sino también el subenfriamiento final del condensado. Como ya se ha mencionado, otros modelos solventan esta dificultad discretizando el FWH en un mayor número de partes. Sin embargo, y a pesar de las observaciones anteriores, en nuestro código se considerará que las propiedades de los fluidos se mantienen constantes. Dichas propiedades serán las correspondientes a las de una mezcla en saturación, a temperatura  $T_h$ , cuyo título de vapor está determinado por la proporción de gas/líquido que entra por la boquilla sifón, expresada como  $G_l/G_s$ . Xu y sus compañeros [3] indican que han empleado propiedades constantes y al validar su modelo no encuentran grandes desviaciones respecto a la realidad.

Calculamos una propiedad específica de la mezcla,  $P_{mix}$ , a partir de los datos de gastos másicos total y de vapor y de las propiedades de líquido y vapor saturados,  $P_{liq}$  y  $P_{vap}$  respectivamente. La ecuación resulta entonces:

Ecuación 3.9

$$P_{mix} = \frac{(G_s - G_l)P_{liq} + G_l P_{vap}}{G_s}$$

Al contrario que el modelo para nivel normal, éste sí converge a una solución independiente de los valores iniciales. No obstante, para que esto ocurra dichos valores deben situarse dentro de un cierto intervalo relativamente pequeño, no más de un 50% por encima o por debajo de la solución

exacta. Siendo, por tanto, necesario conocer un primer valor del gasto másico bien aproximado al real.

### 3.3.5.3 Tercera sección

En esta parte del código se detalla como dibujar la gráfica de distribución de temperaturas en el FWH mostrando, además, el valor de algunos indicadores y variables de interés. La siguiente imagen es un ejemplo de dicha gráfica.

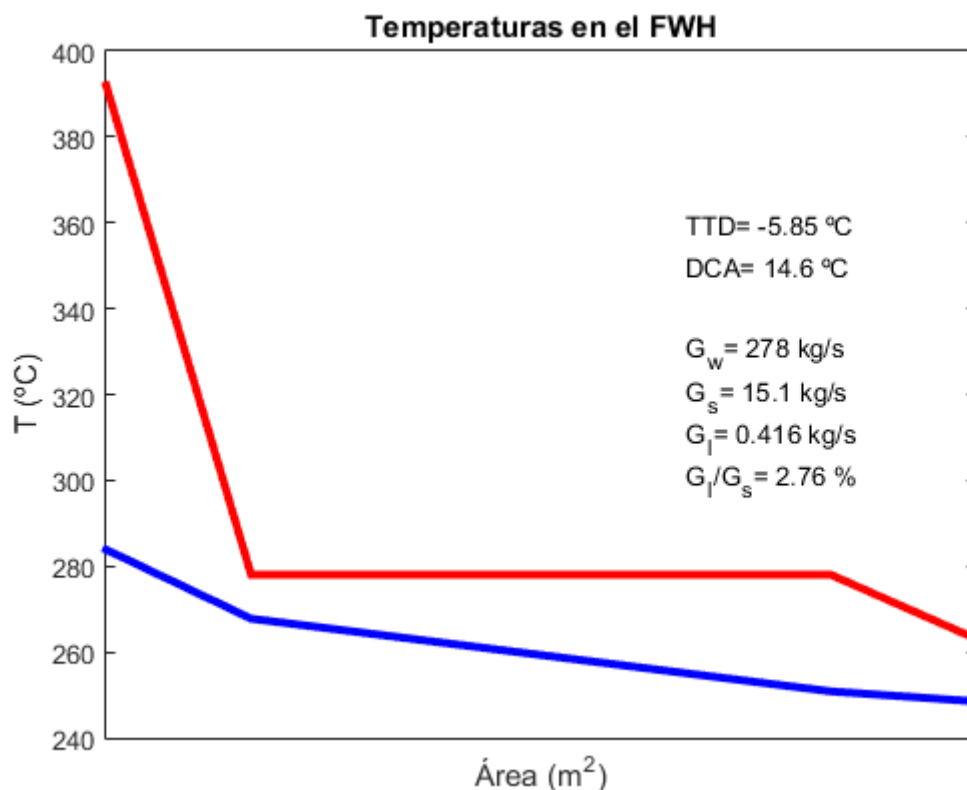


Figura 3-5: Distribución de temperaturas en el FWH con bajo nivel de condensado calculado en Matlab

Al igual que en la gráfica de nivel normal, la distribución de temperaturas dentro de cada zona es una simple recta que une ambos extremos que no representa ningún resultado. Igualmente se ha omitido la escala numérica del eje horizontal, correspondiente al área de intercambio recorrida por la corriente, por representar valores arbitrarios con mero valor cualitativo.

### 3.3.6 Sensibilidad de los indicadores ante la variación de nivel de condensado

El modelo de bajo nivel implementado en Matlab ha funcionado correctamente, obteniéndose resultados similares a los de Xu [3]. Claramente, el parámetro de mayor interés en este modelo es el nivel de condensado. Para comprobar el efecto del nivel en el FWH se ha elaborado un nuevo programa que ejecuta el código del apartado anterior en bucle, variando en cada repetición el valor del parámetro  $L$ , correspondiente a la distancia entre la boquilla y la superficie del líquido. Para cada valor de  $L$  se han almacenado los resultados para representarlos gráficamente.

A continuación se muestran y explican las gráficas de la relación del nivel de condensado con la fracción de vapor que se introduce en la zona de subenfriamiento, con el coeficiente global de transferencia de calor de dicha zona y con los dos principales indicadores, DCA y TTD.

### 3.3.6.1 Contenido de vapor en el drenaje

Como ya se ha explicado, la principal consecuencia de la operación de un FWH con un nivel de condensado insuficiente en la carcasa es la fuga de vapor hacia el interior de la zona de subenfriamiento. La gravedad de los efectos de esta fuga en la transferencia de calor dependerá de la proporción de la cantidad de vapor introducido respecto a la de agua ya condensada. Para expresar esta cantidad se empleará el ratio (en tanto por uno) entre el gasto másico de vapor y el gasto másico total del drenaje, que usando la nomenclatura del artículo de Xu [3] resulta  $G_v/G_s$ . La gráfica obtenida es la siguiente.

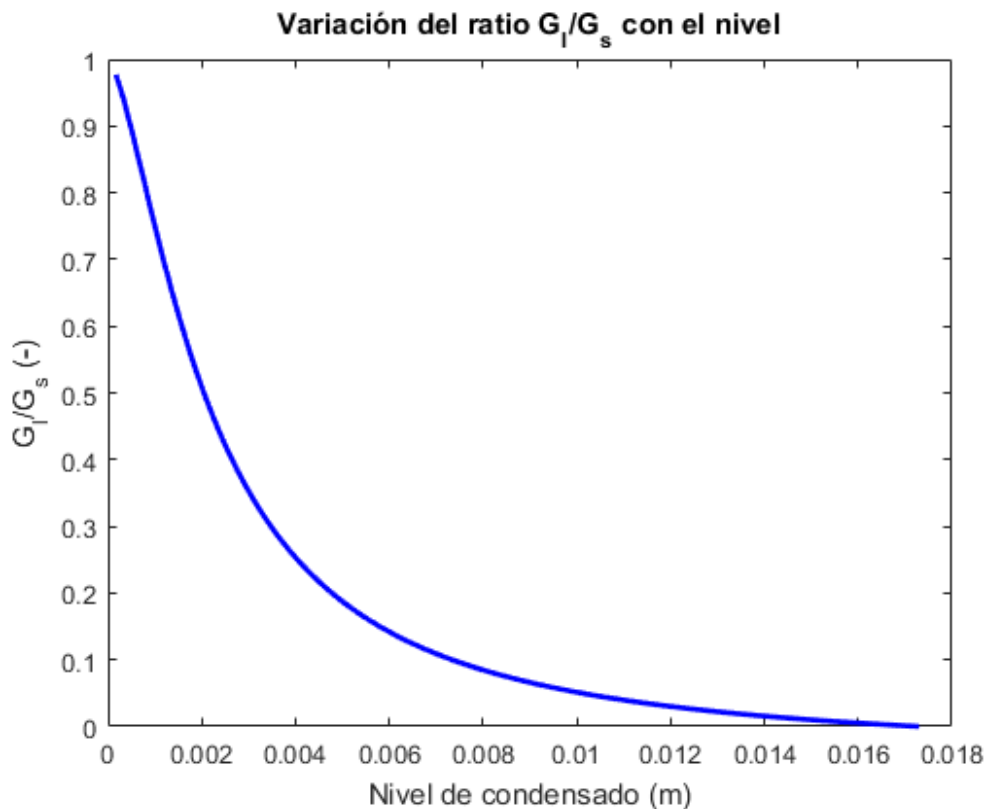


Figura 3-6: Variación de la proporción de vapor en el drenaje con el nivel de condensado

La superficie del líquido llega a la boquilla a un nivel de 17,3 mm, siempre que se encuentre por debajo de dicha cifra existirá un flujo de vapor. Como se observa, la relación entre el ratio  $G_v/G_s$  y el nivel no es en absoluto lineal. Los primeros 10 milímetros de bajada de nivel provocan una fracción de vapor menor al 10%. Sin embargo, al continuar la disminución de líquido, la cantidad de vapor entrante aumenta vertiginosamente hasta representar la totalidad del drenaje.

### 3.3.6.2 Coeficiente global de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento

La eficacia del intercambio de energía en la zona de subenfriamiento está determinada por el coeficiente global de transferencia de calor,  $U$ . El valor de  $U$  depende fundamentalmente de las propiedades de los fluidos que intervienen en el proceso. Las condiciones del agua de alimentación se mantienen estables ante los cambios de nivel; las propiedades de la mezcla, sin embargo, varían notablemente en función de la proporción de vapor en el drenaje. La relación entre el coeficiente  $U$  y el nivel se puede apreciar en la siguiente gráfica.

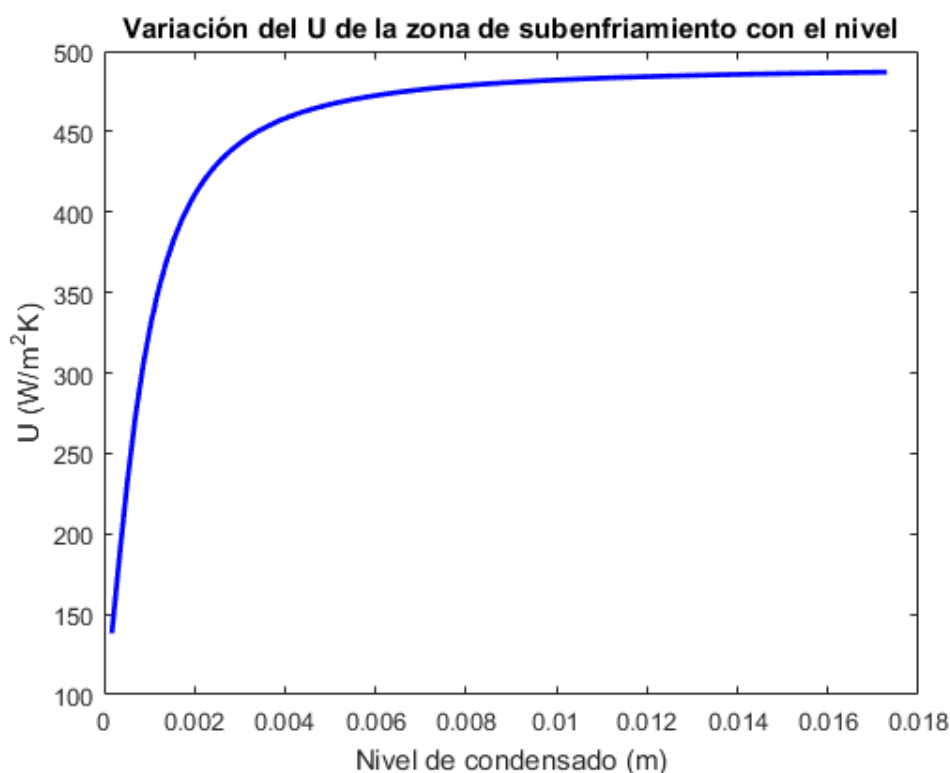


Figura 3-7: Variación del coeficiente global de transferencia de calor en la zona de subenfriamiento con el nivel

Puede advertirse que el valor de  $U$  apenas disminuye aun cuando el nivel se encuentra varios milímetros por debajo de la boquilla. Pero finalmente, si se continúa reduciendo el líquido en la carcasa, cae bruscamente. La pérdida de eficacia en el FWH está claramente causada por la presencia de vapor en la zona de subenfriamiento. El vapor tiene menos densidad y sobretodo menos conductividad térmica que el agua líquida, por lo que su presencia dificulta el intercambio de calor.

### 3.3.6.3 Drain Cooler Approach

El empeoramiento del intercambio de calor por culpa del vapor en el drenaje afectará, obviamente, a las temperaturas de salida de ambos fluidos. La variación de temperatura en el drenaje será mayor y más fácil de detectar, puesto que su gasto másico es mucho menor que el del agua de alimentación. Es por este motivo que la DCA es un buen indicador del nivel de condensado, empleándose como medida indirecta mediante el ya comentado test de relación nivel-DCA recomendado por el Heat Exchange Institute [31]. De los resultados de dicho test surge una curva

similar a la representada más atrás en la figura 3-1. Es evidente la gran semejanza entre dicha curva y la obtenida a partir de el modelo aquí descrito, mostrada a continuación.

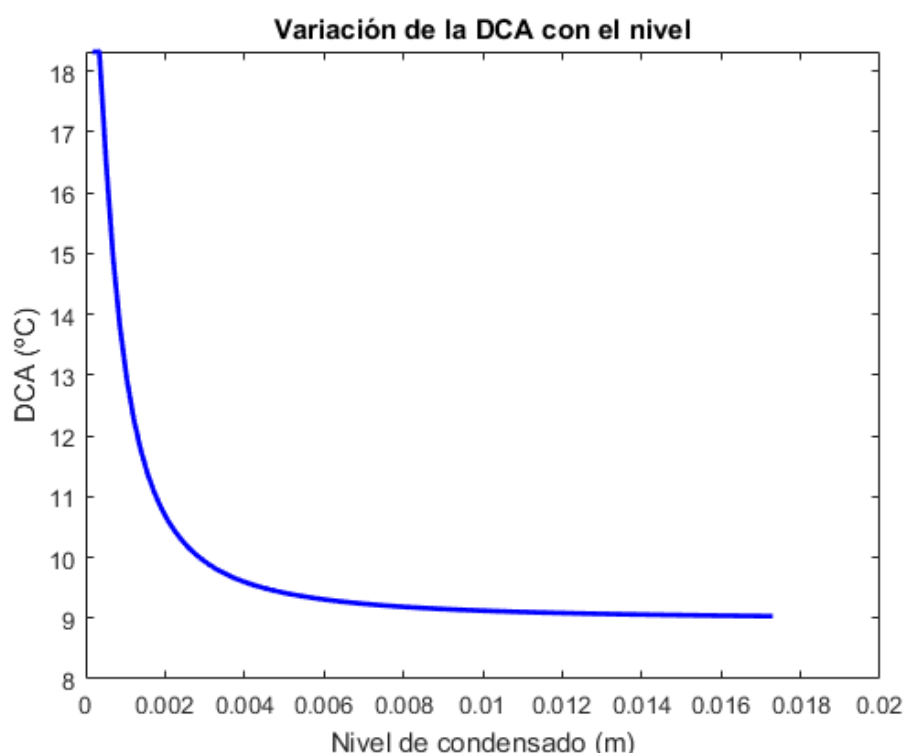


Figura 3-8: Variación de la DCA del FWH con el nivel de condensado

Puede observarse que la gráfica sigue el mismo patrón que las de fracción de vapor y valor de  $U$ : una zona con poca pendiente en niveles a no mucha distancia de la boquilla (recordemos que ésta se encuentra a 17.6 mm) y un aumento muy acusado de la pendiente en torno a los 4 mm. Esto sucede por un aumento de la temperatura de salida del drenaje, causado a su vez por la caída de la eficacia del intercambio de calor ( $U$ ) por la presencia de vapor.

Tanto el HEI [31] como Jian-qun Xu [3] muestran curvas de la relación nivel-DCA semejantes a la anterior, lo que es un buen indicio para considerar que se ha implementado el modelo correctamente.

#### 3.3.6.4 Terminal Temperature Difference

El otro indicador afectado es la TTD. Tal como se ha comentado en el apartado 3.1, un nivel de condensado insuficiente causa un descenso de la TTD. Este descenso es mucho menos acusado que el de la DCA, en la figura siguiente puede observarse que la variación es de sólo 0.3°C.

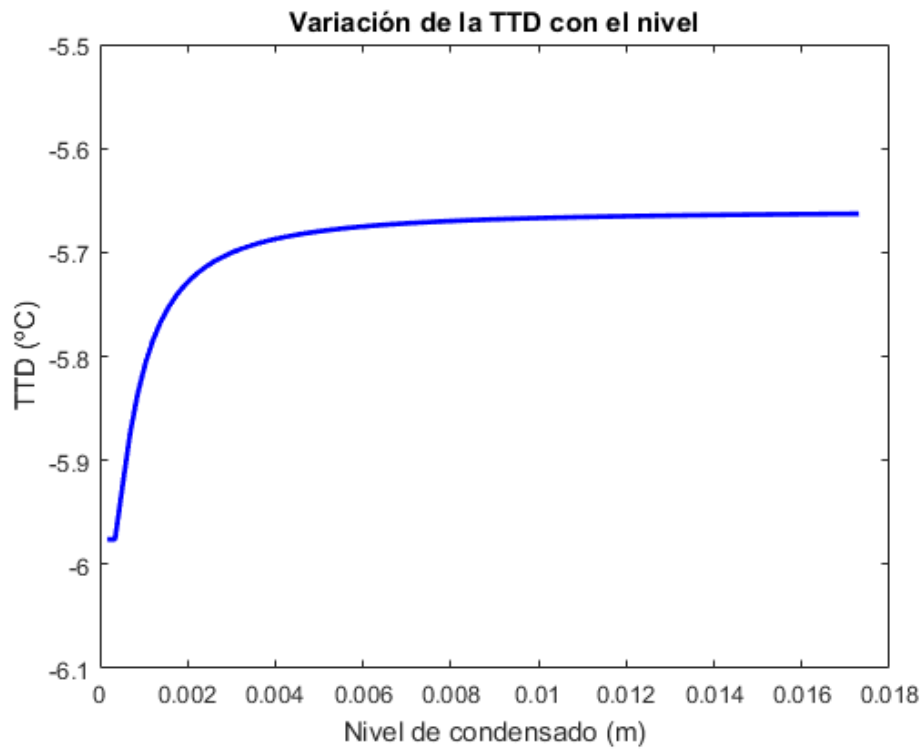


Figura 3-9: Variación de la TTD con el nivel de condensado

La curva de la figura anterior es semejante a las obtenidas por Xu [3]. También presenta una forma suave que cae bruscamente al bajar el nivel a menos de 4 mm.

## 4. CONCLUSIONES

En este trabajo se han presentado los componentes y funcionamiento de un feedwater heater, así como un modelo típico para su cálculo y los indicadores más importantes de su operación. Se ha hecho un gran énfasis en las causas y consecuencias de niveles inadecuados de condensado en la carcasa de feedwater heaters horizontales, tratándose también los sistemas de control del nivel más comunes. Ha quedado clara la importancia de una buena regulación de la cantidad de condensado para el rendimiento de la central térmica y las razones para realizar un test de relación nivel-DCA, tal como recomienda el Heat Exchange Institute.

Tras la implementación del modelo de Jian-qun Xu para el cálculo de un feedwater heater operando con bajo nivel de condensado se ha llegado a varias conclusiones.

Un aumento de la cantidad de vapor introducida en la zona de subenfriamiento provoca una disminución de la eficiencia del equipo. Sin embargo, esto no sucede linealmente, sino de manera brusca en las cercanías de un cierto nivel. Por tanto, existe el riesgo de operar con nivel de condensado insuficiente sin apenas detectar las consecuencias y repentinamente llegar a cierto nivel donde se experimenta una gran caída en la eficiencia. Es necesario detectar y corregir una bajada de nivel con prontitud, para ello hay que asegurarse de contar con sensores de precisión suficiente y operar a un nivel que incluya un adecuado margen de seguridad.

Igualmente se han advertido ciertos fenómenos durante la elaboración del código en Matlab que merecen destacarse.

Los resultados del modelo de Jian-qun Xu son extremadamente sensibles al método y momento en que se calculen las propiedades termodinámicas de los fluidos, pero desgraciadamente su artículo apenas da información sobre la manera en que esto debe realizarse.

Existe un flujo de una mezcla bifásica de agua líquida-vapor cuyas propiedades varían grandemente a medida que atraviesa la zona de subenfriamiento del feedwater heater. El modelo parte de hipótesis nada realistas para calcular dichas propiedades, no obstante, ha dado buenos resultados al contrastarlo con datos experimentales obtenidos por el mismo Xu.

Finalmente, se ha podido advertir que el uso de Matlab para cálculos de ingeniería térmica conlleva ciertas dificultades debido a la necesidad de calcular propiedades termodinámicas. Las bibliotecas de funciones que se han encontrado para dicho fin son poco versátiles, solo es posible calcular todas las propiedades de una sustancia a partir de los valores de temperatura, presión, entalpía específica y entropía específica. En caso de necesitar calcularlas a partir de otras variables como la densidad, volumen específico o calor específico habrá que emplear métodos numéricos iterativos, que introducen problemas de convergencia de las soluciones. Para futuros trabajos se recomienda, por tanto, utilizar otro software con mejores capacidades para el cálculo de propiedades termodinámicas.



## REFERENCIAS

- [1] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner and M. B. Bailey. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* 2010.
- [2] *Coal & Electricity* [Online]. Available: <http://www.worldcoal.org/coal/uses-of-coal/coal-electricity/>. [Accessed: 2015/9/15]
- [3] J. Xu, T. Yang, Y. Sun, K. Zhou and Y. Shi. Research on varying condition characteristic of feedwater heater considering liquid level. *Appl. Therm. Eng.* 67(1–2), pp. 179-189. 2014. . DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.034>.
- [4] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid, "Apuntes de la asignatura Ingeniería Térmica," 2013.
- [5] [www.ree.es](http://www.ree.es), "Informe del Sistema Eléctrico Español 2014," 2015, July 9, . [Accessed: 2015/9/15]
- [6] J. Sánchez Serrano, "Contribución a la implementación de ciclos Rankine como sistema de aprovechamiento de energía térmica residual en MCIA," 2015.
- [7] S. Mier Santiso. Análisis termodinámico y cálculo básico de la caldera y la torre de refrigeración de la central térmica de la robla 2013. Available: <http://hdl.handle.net/10016/18302>.
- [8] D. Hite, "Heat Rate and Feedwater Heater Level Control," 2010.
- [9] D. González Díaz. Diseño de un calentador de agua de alimentación para una central térmica 2010. Available: <http://hdl.handle.net/10016/10075>.
- [10] Heat Exchange Institute, "Tech Sheet #127: Basics of Closed Feedwater Heaters," 2007, September 12, Available: [http://www.heatexchange.org/tech\\_sheets.html](http://www.heatexchange.org/tech_sheets.html); [Accessed: 2015/9/15]
- [11] Heat Exchange Institute, "Standards for Closed Feedwater Heaters (8th ed.)," 2009.
- [12] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid, "Apuntes de la asignatura Máquinas y Centrales Térmicas," 2014.
- [13] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid, "Apuntes de la asignatura Sistemas Térmicos," 2014.
- [14] G. F. Hewitt, G. L. Shires and T. R. Bott. *Process Heat Transfer* 1994/11/3.
- [15] F. P. Incropera and D. P. DeWitt. *Fundamentos De Transferencia De Calor* 1999.

- [16] *Heat Exchanger Types and Selection* [Online]. Available: <http://www.hcheattransfer.com/selection.html>. [Accessed: 2015/9/15]
- [17] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Carlos III de Madrid, "Apuntes de la asignatura Transferencia de Calor," 2013.
- [18] Target Equipments . *Plate Heat Exchanger* [Online]. Available: [http://targetequipments.com/plate\\_heat\\_exchanger\\_manufacturers.html](http://targetequipments.com/plate_heat_exchanger_manufacturers.html) [Accessed: 2015/9/15]
- [19] Heat Exchange Institute, "Tech Sheet #133: Basics of Shell & Tube Heat Exchangers," 2012, October 5, Available: [http://www.heatexchange.org/tech\\_sheets.html](http://www.heatexchange.org/tech_sheets.html). [Accessed: 2015/9/15]
- [20] T. L. Bergman, F. P. Incropera and A. S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 2011.
- [21] J. M. McNaught, "FEEDWATER HEATERS," 2011, February 14, .
- [22] United Heat Exchanger. *U-Tube Bundle Heat Exchanger* [Online]. Available: <http://www.aircooledheatexchanger.co/u-tube-bundle-heat-exchanger.html> [Accessed: 2015/9/15]
- [23] Heat Exchange Institute, "Tech Sheet #106: Specification of Tube Hole Sizes and Tolerances for Support and Baffle Plates," 2003, May 7, Available: [http://www.heatexchange.org/tech\\_sheets.html](http://www.heatexchange.org/tech_sheets.html). [Accessed: 2015/9/15]
- [24] Balcke-Dürr GmbH. Feedwater heaters (brochure na\_159). [Online]. Available: <http://www.spx.com/en/assets/pdf/feedwater-heaters.pdf>. [Accessed: 2015/9/15]
- [25] *Feedwater heating systems* [Online]. Available: <http://mda139.net/feedwaterheat/>. [Accessed: 2015/9/15]
- [26] (2013, March 1). *How to Avoid Feedwater Heater Drain Design Pitfalls* [Online]. Available: <http://www.powermag.com/how-to-avoid-feedwater-heater-drain-design-pitfalls/?pagenum=1>. [Accessed: 2015/9/15]
- [27] M. Álvarez-Fernández, L. d. Portillo-Valdés and C. Alonso-Tristán. Thermal analysis of closed feedwater heaters in nuclear power plants. *Appl. Therm. Eng.* 68(1–2), pp. 45-58. 2014. . DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.006>.
- [28] (2013, August 1). *Improve Plant Heat Rate with Feedwater Heater Control* [Online]. Available: <http://www.powermag.com/improve-plant-heat-rate-with-feedwater-heater-control/?pagenum=4>. [Accessed: 2015/9/15]
- [29] M. A. Antar and S. M. Zubair. The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone feedwater heaters. *Appl. Therm. Eng.* 27(14–15), pp. 2505-2513. 2007. . DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.02.006>.

- [30] R. M. Laskowski. The application of the buckingham theorem to modeling high-pressure regenerative heat exchangers in changed conditions. *Journal of Power Technologies* 91(4), pp. 198-205. 2011.
- [31] Heat Exchange Institute. Tech sheet #118: Level control. [Online]. Available: [http://www.heatexchange.org/tech\\_sheets.html](http://www.heatexchange.org/tech_sheets.html); [Accessed: 2015/9/15]
- [32] (2003, June 15). *Heater Drain Application Discussion AD106* [Online]. Available: [http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/publicreadonly/documents/webpage/ad106\\_ots.hcsp](http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/publicreadonly/documents/webpage/ad106_ots.hcsp). [Accessed: 2015/9/15]
- [33] (2007, January 11). *plctalk.net Measuring liquid level in tank full of solids* [Online]. Available: <http://www.plctalk.net/qanda/printthread.php?t=27951&pp=75>. [Accessed: 2015/9/15]